



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV VÝROBNÍCH STROJŮ, SYSTÉMŮ A ROBOTIKY

INSTITUTE OF PRODUCTION MACHINES, SYSTEMS AND ROBOTICS

**NÁVRH PŘÍDAVNÉHO FRÉZOVACÍHO ZAŘÍZENÍ PRO
CNC MASTURN MT54**

DESIGN OF ADDITIONAL MILLING EQUIPMENT FOR CNC MASTURN MT54

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Jan Petrych

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Jan Pavlík, Ph.D.

BRNO 2017

Zadání bakalářské práce

Ústav: Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky
Student: **Jan Petrych**
Studijní program: Strojírenství
Studijní obor: Základy strojního inženýrství
Vedoucí práce: **Ing. Jan Pavlík, Ph.D.**
Akademický rok: 2016/17

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma bakalářské práce:

Návrh přídatného frézovacího zařízení pro CNC Masturn MT54

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Navrhněte a konstrukčně zpracujte řešení přídatného frézovacího zařízení pro CNC Masturn MT54. Zařízení bude primárně určeno k frézování drážek pro pero nástrojem s max. průměre 20 mm, upínání do kleštiny ER32.

Cíle bakalářské práce:

1. Důkladná analýza problematiky.
2. Návrh variant řešení přídatného frézovacího zařízení.
3. Konstrukční návrh vybrané varianty – 3D model.
4. Výpočtová dokumentace včetně dimenzování hlavních částí.
5. Výkresová dokumentace vybraných uzlů.

Seznam doporučené literatury:

MAREK, Jiří a Petr BLECHA. Konstrukce CNC obráběcích strojů. Vyd. 2., přeprac. a rozš. Praha: MM Publishing, 2010. MM speciál. ISBN 978-80-254-7980-3.

SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS, VLK, Miloš (ed.). Konstruování strojních součástí. Přeložil Martin HARTL. V Brně: VUTUM, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 978-80-214-2629-0.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2016/17

V Brně, dne

L. S.

doc. Ing. Petr Blecha, Ph.D.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

Tato bakalářská práce se zabývá konstrukčním návrhem přidavného frézovacího vřetena k CNC soustruhu MASTURN MT54. První část obsahuje důkladnou analýzu problematiky frézovacích vřeten. Další část se zabývá popisem jednotlivých návrhů variant řešení, na jejímž základě je zvolena nejvhodnější varianta. Následující část popisuje dimenzováním hlavních částí vřetene, na kterou navazuje konstrukční návrh ve formě 3D modelu. Součástí bakalářské práce jsou i dva výrobní výkresy a výkres sestavy.

ABSTRACT

This bachelor thesis deals with constructional design of milling spindle for CNC cutter MASTRUN MT54. First part contains thorough analysis of milling spindle problematics. Second part deals with description of individual solution designs, on which is chosen appropriate variant. Following part describes dimensioning of main part of the milling spindle, followed by constructional design in a form of a 3D model. Attachment of bachelor thesis are two manufacturing drawings and assembly drawing.

KLÍČOVÁ SLOVA

Vřeteno, vřetenová ložiska, konstrukce vřetene, pohon vřetene

KEYWORDS

Spindle, spindle bearings, spindle design, spindle drive

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

PETRYCH, J. *Návrh přídatného frézovacího zařízení pro CNC Masturn MT54*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2017. 71 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Jan Pavlík, Ph.D.

PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych chtěl poděkovat panu Ing. Janu Pavlíkovi, Ph.D. za cenné rady a připomínky při tvorbě této bakalářské práce.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. Jana Pavlíka, Ph.D. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 24.5.2017

.....

Petrych Jan

OBSAH

1	ÚVOD	15
2	DŮKLADNÁ ANALÝZA PROBLEMATIKY	17
2.1	Frézování – popis technologie	17
2.2	Stavebnicové nástrojové soustavy	17
2.2.1	Držáky SK/ ISO 7:24.....	17
2.2.2	Držák HSK	18
2.2.3	Držák Capto.....	18
2.2.4	Držák KM4X	19
2.2.5	Porovnání upínacích držáků	19
2.2.6	Poháněné nástrojové držáky pro soustružnická centra	20
2.3	Frézování na těžkých soustruzích	21
2.4	Vřetena frézovacích strojů	21
2.4.1	Způsoby pohonu	21
2.5	Uložení vřeten.....	24
2.5.1	Valivá ložiska pro vřetena	24
2.5.2	Kluzné uložení	26
2.5.3	Elektromagnetická ložiska.....	26
2.6	Přesnost chodu vřetene	26
2.7	Mazání ložisek	27
2.7.1	Druhy maziv	28
2.8	Hřídelové těsnění	29
2.8.1	Bezkontaktní těsnění.....	29
2.8.2	Kontaktní těsnění.....	29
3	NÁVRH VARIANT ŘEŠENÍ.....	31
3.1	Popis CNC stroje MASTURN MT 54.....	31
3.2	1. Způsob-Řešení podobající se frézování na soustružnických centrech.....	31
3.3	2. Způsob-Řešení s vřetenem.....	32
3.4	3. Způsob-Řešení s vřetenem a přídatnou úhlovou hlavou.....	32
3.5	Celkové srovnání variant	32
4	VÝPOČTOVÁ ČÁST	33
4.1	Volba elektromotoru	33
4.2	Způsob pohonu	33
4.3	Řezné podmínky	34
4.4	Maximální otáčky vřetene	35
4.5	Výpočet kroutícího momentu, výkonu a řezné síly	36
4.6	Volba upínání.....	37
4.7	Návrh vřetena a ložisek.....	38
4.7.1	Návrh venkovního průměru vřetene	38
4.7.2	Tuhost soustavy	39
4.7.3	Optimální vzdálenosti mezi ložisky	41
4.7.4	Trvanlivost ložisek	43
4.8	Volba mazacího tuku	44
4.8.1	Trvanlivost maziva	44
4.8.2	Kontrola k MSP a MSÚ.....	44
5	KONSTRUKČNÍ NÁVRH VYBRANÉ VARIANTY	51
5.1	Přípevnění vřetenového kompaktu k Multifixu.	54
5.1.1	Vyrovnání sousosti	54

5.1.2	Odvzdušnění vřetene	55
6	ZHODNOCENÍ A DISKUZE	57
7	ZÁVĚR.....	59
8	SEZNAM ZKRATEK, SYMBOLŮ, OBRÁZKŮ A TABULEK.....	63
8.1	Seznam tabulek.....	63
8.2	Seznam obrázků.....	63
8.3	Stažené 3D modely	66
8.4	Seznam zkratk a symbolů	66
9	SEZNAM PŘÍLOH.....	71

1 ÚVOD

Ve své bakalářské práci se budu zabývat návrhem přídavného frézovacího vřetene pro CNC soustruh MASTURN MT54. Vřeteno bude primárně určeno k frézování drážek pro pero, a to do maximálního průměru frézy 20 mm upínané do kleštiny ER-32. Takovéto přídavné vřeteno bude mít význam z hlediska úspory času při obrábění, protože mimo soustružení je možné frézovat drážky pro pero, nebo MB podložku přímo na jednom obráběcím stroji. Odpadá tak nutnost přemísťování obrobku na frézku, kde by byly provedeny dokončovací operace.

V praxi se s takovými vřeteníky můžeme setkat u poháněných revolverových hlav, které využívají poháněné nástrojové držáky, tedy jakási vřetena.

Základní návrh konstrukce se skládá z několika částí: návrh skříně vřeteníku, vřetene a jeho uložení i utěsnění, způsobu pohonu, typu upnutí nástrojového držáku a připevnění celé konstrukce ke stroji.

Na začátku bude zpracována důkladná analýza problematiky zahrnující popis jednotlivých konstrukčních celků vřeteníku. Na tuto kapitolu bude navazovat návrh možných variant řešení obsahující i popis soustruhu, pro který je vřeteník navrhován. Z jednotlivých návrhů bude na základě bodového ohodnocení zahrnující předem zvolené požadavky vybrána jedna varianta. Pro zvolenou variantu proběhne dimenzování hlavních částí vřeteníku včetně potřebných výpočtů. V poslední části bude popsán celkový konstrukční návrh obsahující 3D model navržené koncepce.

2 DŮKLADNÁ ANALÝZA PROBLEMATIKY

V této kapitole jsou popsány základní teoretické informace o periferiích spojených s frézováním.

2.1 Frézování – popis technologie

Frézování je metoda strojního třískového obrábění, při které je materiál odebírán otáčejícím se vícebřitým nástrojem nazývaným fréza. Posuvy ve směru kolmém a rovnoběžném k ose nástroje nejčastěji koná obrobek. U moderních CNC obráběcích strojů je možné frézovat i na obráběcích frézovacích centrech, tak i na soustružnických centrech kde nástrojová hlava umožňuje pohon frézovacího i vrtacího nástroje. Tato hlava koná pohyby v osách „X, Z“, nebo u složitějších center v osách „X, Y, Z“. Každý stroj vybavený poháněným nástrojem má řízenou osu vřetene, nazývanou jako osa „C“ a brzdu vřetene.

2.2 Stavebnicové nástrojové soustavy

Důležitou rolí v soustavě nástroj, držák nástroje a uchycení držáku ve vřetenu frézky nebo v poháněném nástrojovém držáku pro soustružnická centra hraje samotné rozhraní mezi těmito součástmi. Vybrané rozhraní musí být schopno přenášet vysoké ohybové a kroutící momenty, a přitom zajistit maximální stabilitu upnutí. Dalšími důležitými faktory jsou: rychlá výměna nástroje, vysoká přesnost opakovatelného upnutí, případně přívod chladicí kapaliny do středu nástroje. Dříve nejčastěji používanými tvary upínací stopky byl Morse kužel¹ a běžný strmý kužel² s kuželovitostí 7:24 a jiné další kužele u kterých kontakt mající vliv na tuhost je jen mezi kuželovou plochou držáku a dutinou vřetene. Při vysokých řezných rychlostech tzn. vysokých otáčkách kolem 8000 min⁻¹, dochází vlivem odstředivé síly k nepatrnému roztažení kuželové dutiny. Upínací stopka je vtahována do dutiny a mění se axiální vzdálenost nástroje. Problém nastává i při vyrážení držáku z vřetene, kdy je zapotřebí větší vyrážecí síly. Dnešní moderní technologické metody díky CNC řízeným brusům a 3D souřadnicovým CNC měřicím zařízením umožňují sladit to, čeho dříve nebylo možné dosáhnout – sladit rozměr a polohu kuželové dutiny s polohou čelní plochy vřetene a rozměr a polohu kuželové stopky s dosedací plochou příruby nástrojového držáku. Díky této možnosti je držák vhodně zvolenou silou vtahován do dutiny a dosedá současně na dvě dosedací plochy, kuželovou a čelní, tím je zvýšená tuhost soustavy držák nástroje a uchycení držáku ve vřetenu. Tento princip je využíván u moderních CNC strojů. [1]

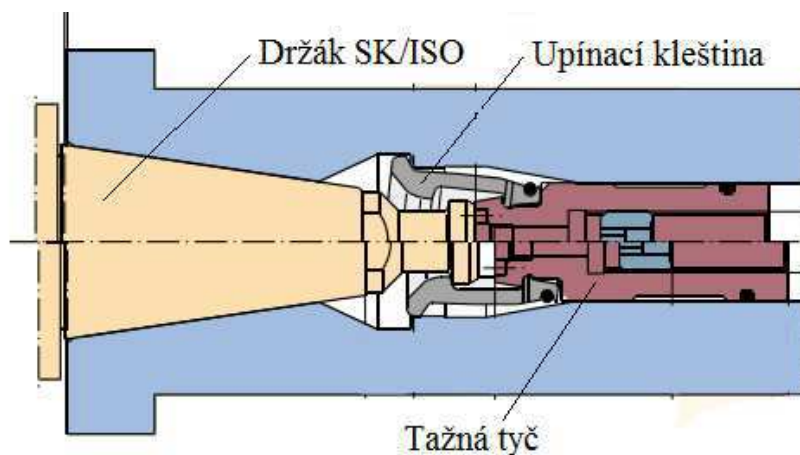
2.2.1 Držáky SK/ ISO 7:24

Jak už bylo zmíněno, existují dva typy. Nástrojový držák dosedající jen kuželovou plochou a držák dosedající kuželovou plochou i čelní plochou. První zmíněný je nejstarším typem a používá se převážně na klasických frézách. Výhodou tohoto typu je pořizovací cena a jednoduchost upínání. Nevýhodou pak nižší tuhost z důvodu spojení pouze kuželovou plochou. Druhým typem držáku je velice podobný jen dosedá na čelní i kuželovou plochu zároveň. To má za následek zvýšení tuhosti. Oba typy se vyrábí ve čtyřech velikostech: (30, 40, 50, 60), tento rozměr přibližně udává největší průměr kužele. Zajištění je provedeno buď pomocí šroubu

¹ Dle normy ČSN 220410 [1]

² Popsán normou DIN 2080 [1]

protaženým skrz vřeteno od zadní části, to se používá na klasických frézkách nebo při automatické výměně pomocí upínače, jak ukazuje obr 1.



Obr. 1) Schéma upínání pro kužel SK/ISO [1]

2.2.2 Držák HSK

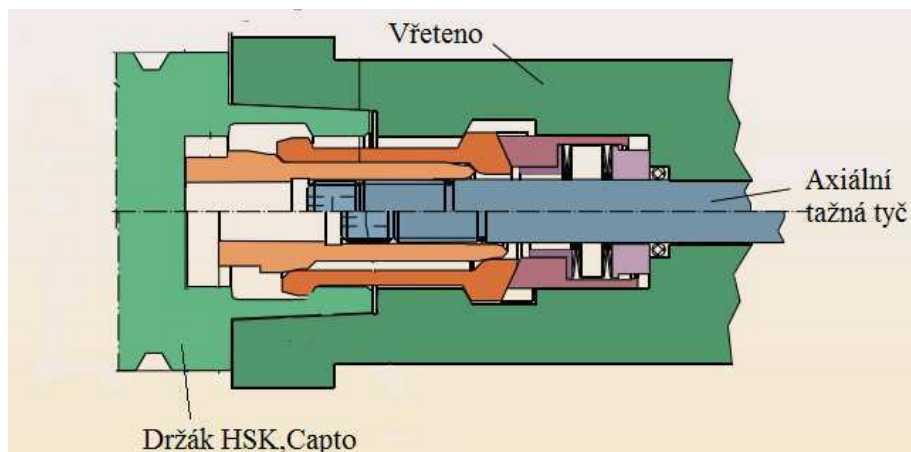
Držáky HSK se vyznačují vysokou stabilitou upnutí díky styku držáku a vřetena ve dvou plochách. Dotyk na čele zajišťuje axiální polohu a dotyk na stopce radiální polohu. Upínací stopka má tvar rotačního kužele s kuželovitostí 1:20, kroutící moment zachytávají drážky na konci kužele. Vysoká stabilita je způsobena i díky upínání. Držák zobrazen na obr. 2. Na axiální tažnou tyč, jak ukazuje obr 3 je vyvozena osová síla, ta roztahuje kleštinu uvnitř duté stopky a vytváří jak radiální, tak axiální sílu na stopku. Díky tomu i při vysokých otáčkách podle velikosti držáku až 50 000 ot/min se nemění intenzita kontaktu mezi stopkou a vřetenem. Radiální tuhost je oproti kuželu 7:24 až 5krát větší. [1]



Obr. 2) a) upínací držák HSK [2], b) upínací držák Capto [3]

2.2.3 Držák Capto

Jak je možno vidět na obr. 2, Capot využívá kužel polygonálního tvaru s kuželovitostí 1:10. Kroutící moment zachytává polygonální stopka svou plochou. Užití polygonálního tvaru má za následek výborné rozložení upínací síly na kontaktních plochách, vysokou stabilitu spojení, tuhost v ohybu, krutu a vysokou přesnost opakovatelné výměny až $\pm 2 \mu\text{m}$. Tento typ provedení klade však vysoké nároky na přesnost výroby. Nevýhodou je pak vysoká cena. Upínání je shodné se systémem HSK viz obr. 3. [1]



Obr. 3) Schéma upínání pro HSK a Capto, horní část představuje nezajištěný stav a dolní zajištěný [4]

2.2.4 Držák KM4X

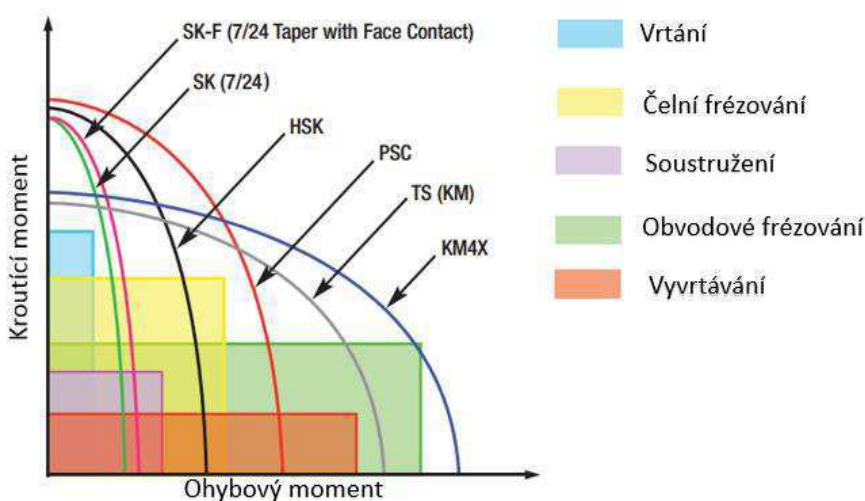
Jeden z nejnovějších způsobů upínání. Využívá dotyk ve třech plochách, (zelené plochy na obr. 4 oblasti nejmenšího a největšího průměru kužele a dotyk na čele. Podle výrobce je to nejúnosnější spojení současnosti schopné dosáhnou až 38 000 ot/min. Určené pro obrábění vysokopevnostních slitin při hrubování [2].



Obr. 4) Držák KM4X [5]

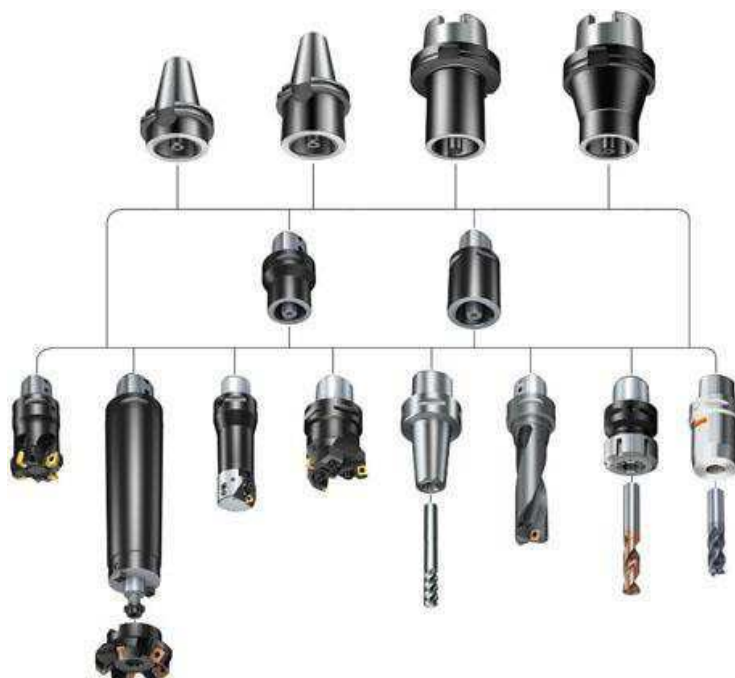
2.2.5 Porovnání upínacích držáků

V následujícím grafu je možné vidět porovnání některých předešlých zmíněných držáků. Každý má své výhody i nevýhody které se převážně odrážejí na ceně.



Obr. 5) Porovnání upínacích držáků [6]

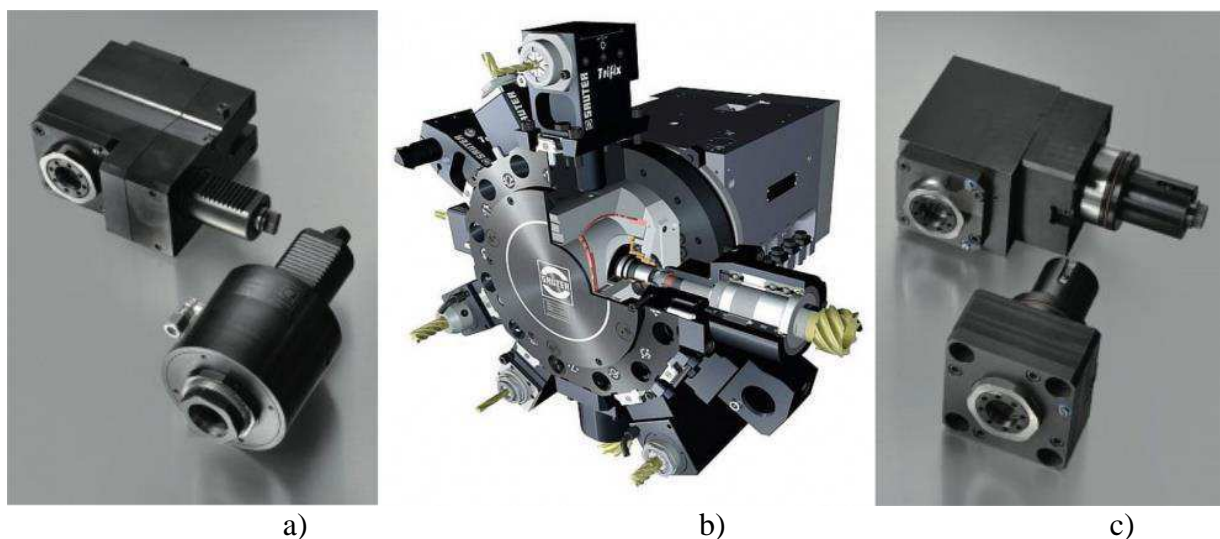
Všechny popsané nástrojové držáky, ale i jiné pracující na velmi podobném systému tvoří tzv. stavebnicové soustavy. U frézovacích center jsou tyto držáky přímo upnuty do vřetene nebo mohou sloužit jako redukce, jak je vidět na následujícím obr. 6 pro držáky menších rozměrů.



Obr. 6) Stavebnicová soustava Sandvik [7]

2.2.6 Poháněné nástrojové držáky pro soustružnická centra

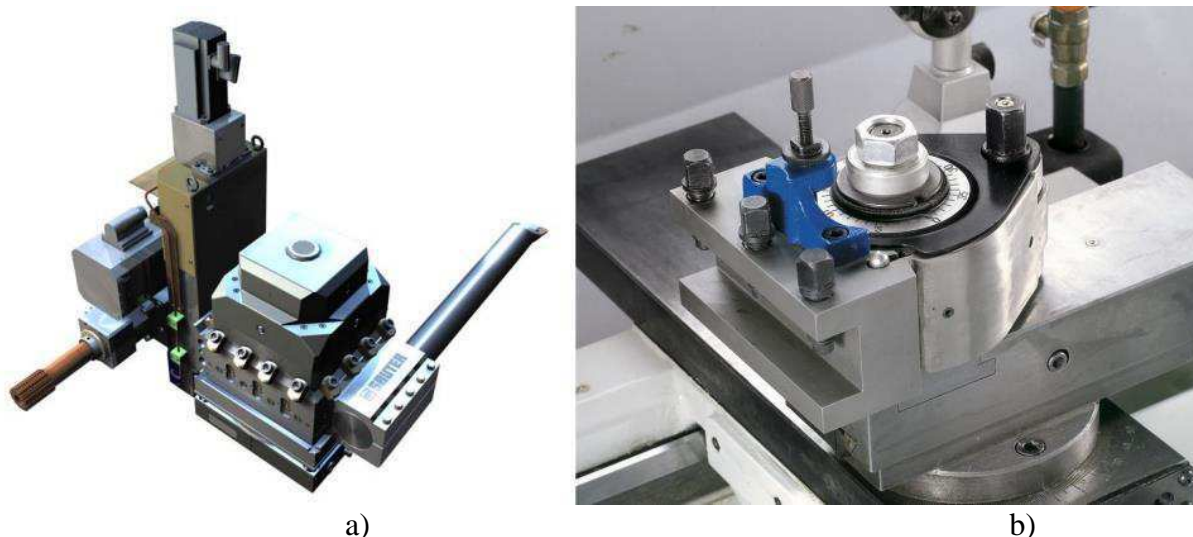
U soustružnických center se předešle popsané držáky vkládají do vřetena tzv. poháněného nástrojového držáku obr.7. Ten je upnut nejčastěji do nástrojové revolverové hlavy. Rozhraní mezi poháněným držákem a věncem nástrojové hlavy musí být dostatečně tuhé, musí zamezovat jak radiálnímu, tak axiálnímu pohybu a zachycovat krouticí moment. Různí výrobci se liší způsobem upnutí i koncovou spojkou na přenos krouticího momentu, nejspíše z důvodu nemožné záměny mezi sebou. Hlavní dva způsoby upnutí jsou: pomocí čtyř šroubů nebo válcovou stopkou s drážkami na seříznuté ploše dle (DIN 69880 [3]). Výhodou druhého způsobu je jednoduchost upnutí, pouze jedním šroubem.



Obr. 7) a) držák s válcovou stopkou dle DIN 69880 [8], b) nástrojová hlava Sauter [9], c) držák upínaný pomocí čtyř šroubů [10]

2.3 Frézování na těžkých soustruzích

Velké těžké soustruhy většinou nevyužívají upnutí nástrojů do automatické revolverové hlavy s více pozicemi, ale do manuální revolverové se čtyřmi pozicemi nebo do systému Multifix obr.8. Firma Sauter navíc jako příslušenství prodává přídatné frézovací vřeten a osu „Y“, kterou jak je zobrazeno na následujícím obr.8 lze nasadit na nástrojovou hlavu.



Obr. 8) a) nástrojová hlava Sauter s přídatnou osou „Y“ a frézovacím vřetenem [11],
b) systém upínání Multifix [12]

2.4 Vřetena frézovacích strojů

Hlavním účelem vřetena obráběcího stroje je zaručit přesný otáčivý pohyb např. obrobku na soustruhu nebo nástroji na frézce, vrtáče nebo brusce. Při přesném otáčivém pohybu dráhy jednotlivých bodů na obrobku nebo nástroji se liší od kružnice jen v dovolených mezích. [4] Z toho vyplývá že vřeteno má zásadní vliv na celkovou přesnost stroje. Musí být zkonstruováno tak aby bylo dostatečně tuhé a co možná nejpřesněji vyvážené, pro potřebu klidného chodu bez chvění. Velký důraz je kladen i na dokonalé utěsnění vřetene. Existuje několik kritérií, jak dělit vřetena: podle polohy, způsobu pohonu, upínání (popsáno v kapitole 2.2), nebo uložení.

2.4.1 Způsoby pohonu

Dělíme je na čtyři základní způsoby: řemenem, přímým pohonem, ozubenými koly nebo integrované vřeteno. U řemenových převodů se nejčastěji využívají řemeny klínové nebo ozubené.

Klínové řemeny využívají k přenosu výkonu tření, lze je použít až do obvodové rychlosti (100 m/s [5]), účinnost se pohybuje v rozmezí (70–96 % [6]). Na základě tvaru a rozměru je lze rozdělit na řemeny klasického průřezu, víceklínové, úzké nebo variátorové.³ [6] Výhodou je tichý a klidný chod a jednoduchost výroby řemenic. Na jednu řemenici lze umístit i více řemenů vedle sebe. Nevýhodou je nesynchronizovanost obvodové rychlosti hnací a hnané hřídele z důvodu skluzu řemene v řemenici. Při potřebě znát přesnou polohu natočení hnané hřídele, např. u vřetena obráběcího stroje při soustružení závitu, není možné použít odměřování polohy z motoru, ale je nutné umístit zvlášť odměřování na hnanou hřídel. Během skluzu

³ Klasické klínové řemeny a úzké upravují normy ISO 4184:1992, ČSN 02 3109, ČSN 023110

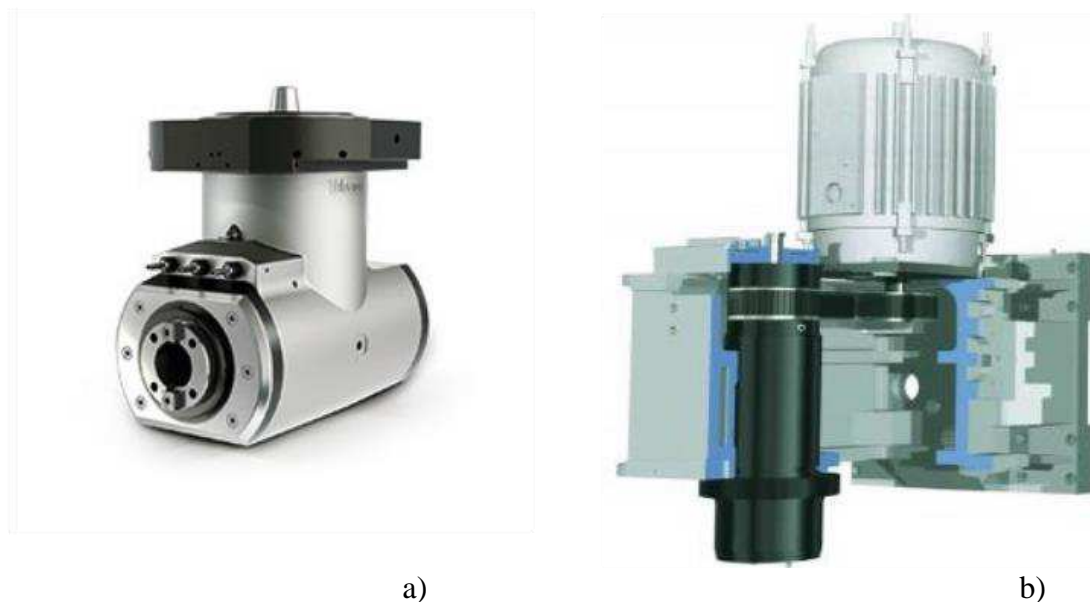
dochází k odírání řemenu a tím se zkracuje jeho životnost. Ztrátový výkon vzniklý při skluzu se přemění na teplo ohřívající řemenici a dochází k tepelným dilatacím.

Synchronní ozubené řemeny viz obr.9 využívají výhody řetězového a řemenového převodu. Výkon je předáván tvarovým stykem s účinností 97-99 %. Nedochází ke skluzu řemene v řemenici, proto úhlové zrychlení i rychlosti jsou na obou kolech stejné. [6] Využívá se u obráběcích strojů k pohonu poháněcích os, vřeten, jako rozvody ve spalovacím motoru a všude jinde kde je zapotřebí synchronizovanost otáček hnací a hnané hřídele. Oproti klínovým řemenům je ztrátový výkon přeměněný na teplo znatelně nižší.

Za účelem minimální hlučnosti se osvědčilo nepoužívat jeden široký řemen u kterého vzduch vystupující z drážek řemenice při záběru zubů je vytlačován a „hvízdá“, ale použít více užších řemenů vedle sebe oddělených na řemenici ocelovými prstenci. [5]

Pro oba případy platí že podpěrné ložisko u řemenice se navíc zatěžuje radiální silou potřebnou pro napnutí řemene. Tato síla má zásadní vliv na tuhost převodu hlavně u ozubených řemenů. Při předávání výkonu řemenovými převody nedochází k předání chvění od motoru na hnaný hřídel, řemen má tlumící funkci. Dále není potřeba přesné osové vzdálenosti hřídelí.

Pohon vřetene ozubenými koly se využíval dříve na klasických soustruzích, frézkách a vrtačkách. Dnes ho používají převážně úhlové frézovací hlavy na víceosých frézovacích centrech obr.9, nebo úhlové poháněné držáky pro soustružnická centra, protože je to nejvýhodnější úhlový převod a není potřeba zvláštní údržby. Nevýhodou je špatná tlumící schopnost vibrací vzniklých při obrábění a vibrací od motoru, navíc ozubená kola sama o sobě vytvářejí chvění. Může pak dojít k rozechvění celého stroje, a to ovlivňuje jeho celkovou přesnost. Ozubené převody mají účinnost kolem (99%). Ztrátový výkon vzniklý při záběru zubů se mění na teplo a má negativní vliv na rozměrovou stálost stroje.



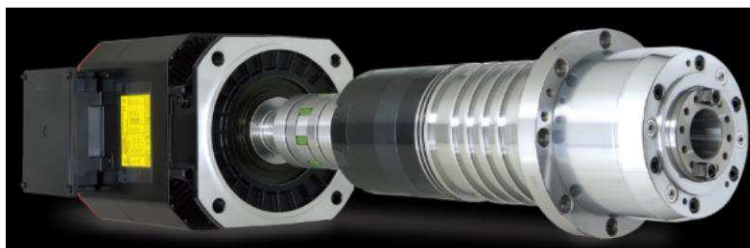
Obr. 9) a) úhlová frézovací hlava [13], b) pohon vřetene ozubeným řemenem [14]

U přímého pohonu je motor s vřetenem spojen přes hřídelovou spojku. Osa motoru je tedy shodná s osou vřetene. Nevýhodou je že otáčky vřetene jsou shodné s otáčkami motoru, nelze je zpřevodovat. Existuje několik typů hřídelových spojek, ale jen některé lze použít u obráběcích strojů.

Jedním z typů je spojka s polyuretanovou hvězdou viz obr 10. Skládá se ze dvou kovových nábojů majících na čele zubové výstupky a polyuretanové hvězdy, která se s předpětím vloží mezi tyto výstupky. Axiální vzdálenost hřídelů může měnit polohu od 0,6 až 2,6mm, radiální nesouosost může dosáhnout 0,04 až 0,25 a úhlová nesouosost až 1°. Hvězda se vyrábí z několika druhů materiálů s ohledem na torzní tuhost a tlumení kmitů. [7]



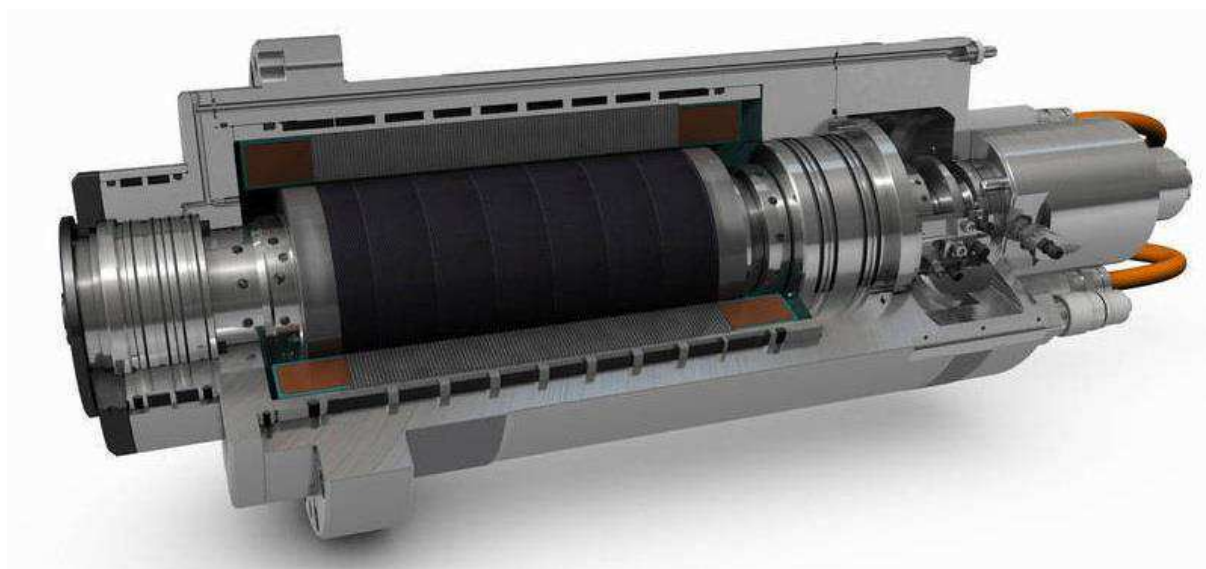
a)



b)

Obr. 10) a) spojka s polyuretanovou hvězdou [15], b) celková soustava motor, spojka, vřeteno [16]

Nejmodernějším způsobem pohonu vřetene je integrovat elektrický motor do vřeteníku, kde vřeteno je přímo rotor motoru tzv. elektrovřetena obr.11. Výhodou je menší zastavěná oblast oproti jiným způsobům, tím pádem menší hmotnost a vyšší maximální otáčky až (30000 ot/min [8]). Používají se u HSC (High speed cutting), vřetena mají velmi dobrou polohovatelnost, kompaktní vzhled a snadnou montáž a demontáž. Hlavní nevýhodou je v zahřívání celého vřetene od disipované elektrické energie. Musí být vyřešeno intenzivní chlazení vřetene. [9]



Obr. 11) Schéma elektrovřetena, kde vřeteno je navíc uloženo na elektromagnetických ložiscích a může dosáhnout až 100 000 ot/min [17]

2.5 Uložení vřeten

Největším problémem při konstrukci celé soustavy vřetene je jeho uložení, které má největší vliv na přesnost jeho otáčivého pohybu. Při obrábění vznikají radiální i axiální síly zachycující se v ložiscích. Celý systém uložení má rovněž vliv na kmitání soustavy stroje. Na výběr je několik typů uložení. Nejčastěji je používáno valivé uložení. Vyznačuje se svou vysokou efektivitou a spolehlivostí v porovnání s klznými ložisky. Je však zapotřebí dodržet základní požadavky. Vřeteník by měl být uložen staticky určitě, tzn. že jeden z konců zachytává jak axiální, tak radiální sílu a druhý jen radiální, má tedy možnost posouvat se v axiálním směru. Pro speciální případy se používají ložiska elektromagnetická, hlavně díky možnosti vysokých otáček až 100 000 ot/min. [3]

Požadavky na uložení: [10]

- Přesnost chodu (závisí na axiálním a radiálním házení)
- Vymezení vůle
- Nízké pasivní odpory (ztrátový výkon se mění na teplo způsobující dilataci)
- Jednoduchá údržba
- Spolehlivost
- Vysokou tuhost
- Tichý a klidný chod

2.5.1 Valivá ložiska pro vřetena

Ve vřetenové technice se nejčastěji využívají ložiska zachycující čistě radiální nebo radio-axiální zatížení. Hlavním představitelem radiálních ložisek jsou válečková ložiska jednořadá nebo dvouřadá s válečky vedenými buď na vnitřním kroužku (jednořadá typ N, dvouřadá typ NN) nebo na venkovní (jednořadá typ NU, dvouřadá typ NNU) viz obr. 12. Jejich vnitřní kroužek je vyráběn s kuželovou dírou (1:12), ten se pak naráží na hřídel vřetene mající stejný kužel, tím zvětšuje svůj průměr a vytvoří se předpětí. Znemožnění axiálního posuvu vnitřního kroužku se zajistí distanční podložkou nabroušenou přesně mezi čelo vnitřního kroužku a čelo osazení vřetena za kuzelem a následným dotažením matice z druhé strany. U dvouřadých ložisek jsou klece oproti sobě pootočené o poloviční rozestup, aby se síla rozložila na co největší plochu. Válečková ložiska se vyznačují vysokou radiální tuhostí a únosností díky přímkovému dotyku kroužků a válečku. [3]

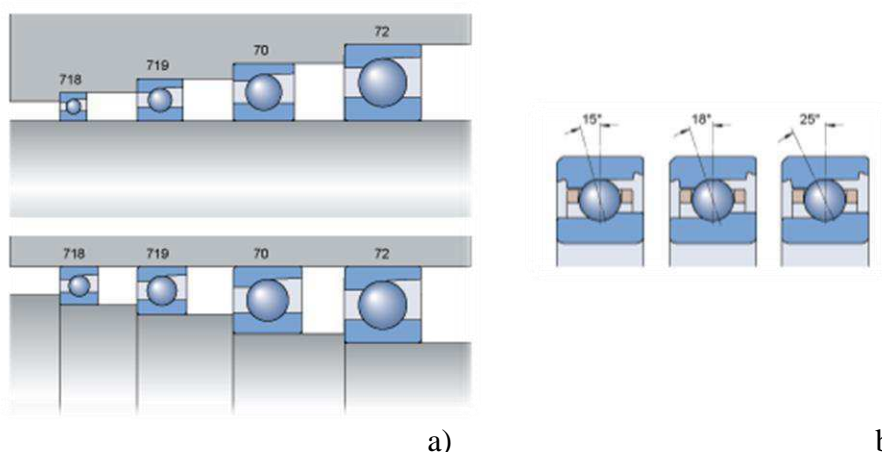


Obr. 12) Válečková ložiska, vlevo jednořadá typ N, vpravo dvouřadá typ NN [18]

Pro přenos kombinovaného namáhání jsou využívány ložiska kuželíková a kuličková s kosoúhlým stykem. Kuželíková ložiska obdobně jako válečková mají díky přímkovému styku vysokou radiální tuhost a únosnost. Vyrábějí se se stykovým úhlem α v rozmezí 12° až 16° nebo 28° až 30°. S rostoucím úhlem α se zvyšuje axiální únosnost, ale snižují se maximální otáčky. Nevýhodou je velké množství tepla vzniklého při dosahování maximálních frekvencí otáčení způsobené přímkovým dotykem. Pro vřetena jsou používána typy 320⁴, T4 CB, T4 DB⁵ [3].

Nejčastěji využívané jsou však kuličková ložiska s kosoúhlým stykem. Jejich použití je největším kompromisem mezi tuhostí, únosností, a maximální frekvencí otáčení. Standardní hodnoty stykových úhlů používaných u vřeten obráběcích strojů jsou (12-26°) obr.13 Se zvětšujícím se stykovým úhlem roste axiální tuhost na úkor maximálních otáček. Masivní klec okénkového typu z polyamidu 66 označení (TB) vyztužená skelnými vlákny rovnoměrně rozděluje valivá tělesa. Tento materiál může dlouhodobě pracovat při teplotě až 120 °C. U vřeten jsou používány rozměrové řady (72, 70, 719, 718) viz obr.13. Konstrukce se liší způsobem vedení valivého elementu. Vedení na vnitřním kroužku pro mazání tukem označení („B“) nebo mazání olejem (typ „A“). Požadovaná přesnost (P2, P4, SP, UP). [3]

Pro požadavek největší tuhosti je nejvhodnější použít řady 718 a 719. Tyto ložiska mají největší možný počet valivých těles a největší průměr hřídele vzhledem k průměru díry pro ložisko. Pro střední zatížení a větší radiální prostor se používá řada 70. Řada 72 se používá pro velké zatížení při menších otáčkách. [11]



Obr. 13) a) rozměrové ložiskové řady [19], b) některé stykové úhly [20]

Radiální zatížení předešle zmíněných typů ložisek způsobí i axiální sílu, kterou je potřeba zachytit. Oba typy můžou přenášet axiální zatížení jen v jednom směru, musí se tedy montovat to tzv. ložiskových sad⁶. Na vnějším kroužku je z výroby klínová značka udávající směr axiálního zatížení na vnější kroužek. [3]

Od výrobce lze zakoupit sady spárovaných ložisek a sady univerzálně párovatelných ložisek. U Sady spárovaných ložisek si zákazník zvolí počet ložisek, způsob uspořádání a velikost předpětí. Ložiska mu jsou seřazena ve výrobě a bez použití vymezovacích kroužků nebo jiných zařízení se vytvoří předpětí. V sadě univerzálně párovatelných ložisek můžeme

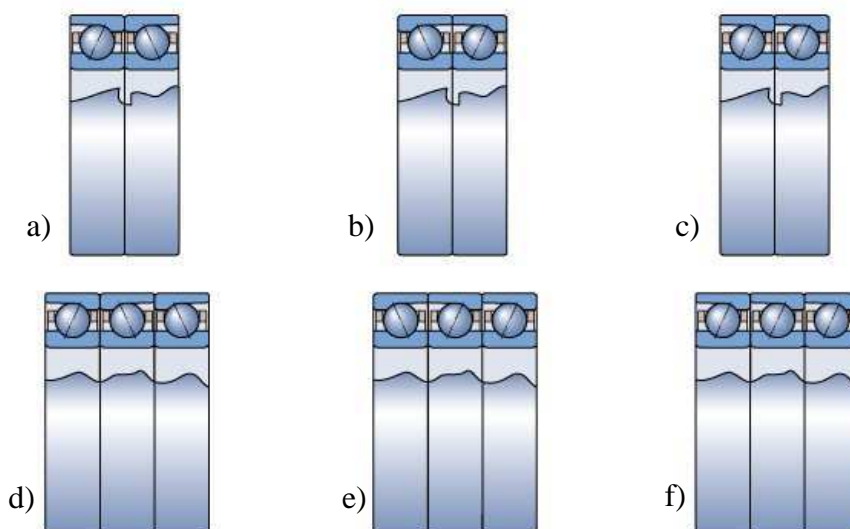
⁴ Systém označení zavedené před rokem 1977 [26]

⁵ Označení podle normy ISO 355:2007 [26]

⁶ Způsoby sdružení popsány normou ČSN/STN 02 4615 a označování dle normy ČSN/STN 02 4608 [3]

ložiska montovat v libovolném pořadí a předpětí se vytvoří použitím vymezovacích kroužků [12].

Existuje několik způsobů uspořádání, do „O, X nebo tandemu“ viz. obr.14. Při uspořádání do „O“ jsou šipky na venkovním kroužku orientované od sebe. Toto uložení má velkou tuhost proti naklopení a je vhodné použít ho u momentového zatížení. Sdružení do „X“ není vhodné k přenášení momentového zatížení a šipky na venkovním kroužku jsou orientované k sobě. Oba způsoby mohou přenášet radiální a axiální zatížení v obou směrech. Uspořádání v tandemu může být zatíženo jen v jednom směru, pokud působí zatížení v obou směrech montuje se třetí ložisko proti [13].



Obr. 14) Uspořádání ložiskových sestav: a) uspořádání do „O“, označení DB, b) do „X“, označení DF c) do tandemu, označení DT, d) do „O“ a tandemu, označení TBT, d) do „X“ a tandemu, označení TFT, e) v tandemu, označení TT [21]

2.5.2 Kluzné uložení

Dělí se na čtyři typy. Hydrostatické, hydrodynamické, aerostatické, aerodynamické. Hydrostatické a aerostatické mají tu výhodu že, je můžeme zatěžovat už od nulových otáček a můžou dosahovat obvodové rychlosti až $2,5 \cdot 10^6$ mm/min. Mazné médium (olej, vzduch) je pod tlakem vtlačováno do místa styku. Na rozdíl tomu u hydrodynamických nebo aerodynamických vzniká mazací film až po dosažení pracovních frekvencí otáčení. [3] Kluzné uložení bylo v minulosti převážně využíváno u vřeten pro brusky. [3]

2.5.3 Elektromagnetická ložiska

Nejmodernější způsob uložení, při kterém nevznikají žádné ztrátové výkony. Hřídel není v žádném kontaktu se statorem, tzv. „levituje“. Díky tomu může hřídel dosáhnout až 150 000 ot/min. Můžeme je aktivně kontrolovat a určovat hodnotu rezných sil apod. Kvůli náhlému výpadku energie nebo překročení maximální záchytné síly musí být použita ještě „havarijní“ kluzná ložiska. [3]

2.6 Přesnost chodu vřetene

Přesnost chodu vřetene má podstatný vliv na přesnost otáčení obrobku, případně frézovacího nástroje. Měří se na předním konci vřetene pomocí úchylkoměru. Celkové radiální házení je

součtem dílčích házení od nepřesnosti chodu ložisek, nesouosostí měřené plochy a neokrouhlým tvarem příslušné plochy. [10]

Vliv radiálního házení ložisek na celkové házení předního konce závisí na směru házení obou ložisek a rozměrech uložení, tj. vzdálenost mezi ložisky l a délka převislé části a_H viz obr. 15. Nazveme-li házení zadního ložiska Δ_B a házení předního Δ_A přičemž obě mají stejný smysl a směr platí podle obr. 15. [4]

$$\Delta_1 = \Delta_B + \frac{a_H}{l} (\Delta_B - \Delta_A) \quad (2.1)$$

Když nastane:

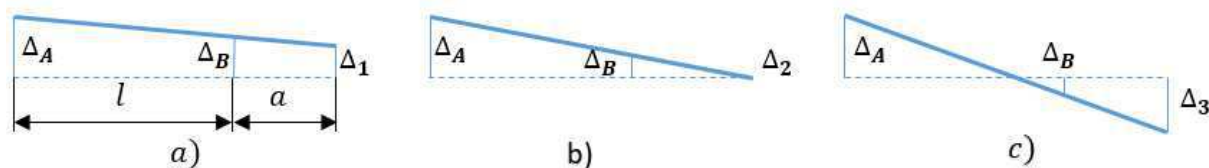
$$\Delta_2 = \frac{\Delta_A}{\Delta_B} = \frac{a_H}{a_H + l} = 0 \quad (2.2)$$

vřeteno nebude na jeho volném konci házet.

Nastane-li že házení obou ložisek bude v jedné rovině ale opačného smyslu, bude celkové házení největší.

$$\Delta_3 = \Delta_B + \frac{a_H}{l} (\Delta_B + \Delta_A) \quad (2.3)$$

Je tedy doporučeno, aby přední ložisko mělo vyšší přesnost než zadní a při montáži je umístit tak, aby házela v jedné rovině ve stejném smyslu.



Obr. 15) Radiální házení předního konce způsobené házením od ložisek [22]

2.7 Mazání ložisek

Při provozních podmínkách dochází k valení a prokluzu mezi kroužky a valivými elementy. Prokluz závisí na druhu ložiska, velikosti zatížení a mazání. V kontaktní oblasti nastává elastohydrodynamické mazání, při kterém dochází ke zvýšení tlaku v mazacím filmu. [14]

Základní požadavky pro mazání jsou: [15]

- Vysoká trvanlivost
- Nízká úroveň vibrací
- Nízké opotřebení

Pro splnění zmíněných požadavků je nutné: [15]

- V místě kontaktu zajistit přítomnost maziva po celou dobu činnosti
- K požadovaným otáčkám přiřadit odpovídající způsob mazání
- Volby maziva se správnými vlastnostmi

2.7.1 Druhy maziv

Pro vřetenová ložiska se používají dva druhy maziv, mazání minimálním množstvím oleje a mazání tukem. U každého ložiska jsou v katalozích uvedeny maximální otáčky závislé na zmíněných druzích. [15]

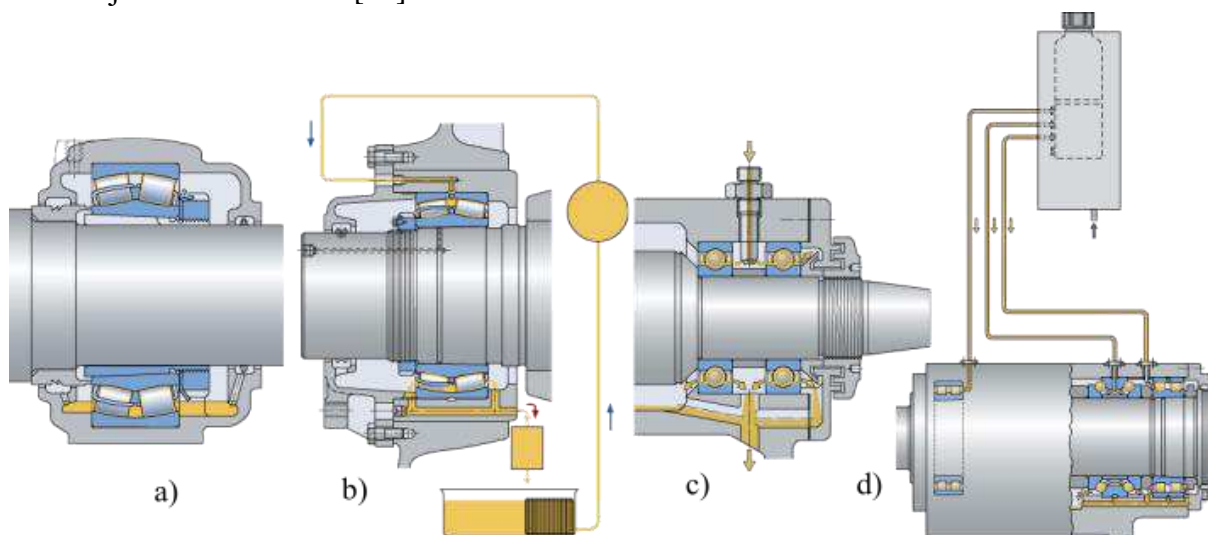
Mazání tukem:

Dnes možná nejpoužívanější způsob, kdy je možné dosáhnout střední obvodové rychlosti ložiska až 2 000 000 mm/min. Lze použít už namazaná a utěsněná ložiska z výroby, které poskytují nejvyšší čistotu díky chráněnému vnitřnímu prostoru, nebo ložiska namazaná až při montáži. Každá konstrukce vyžaduje různé množství tuku, a tak výrobci udávají doporučená množství pro jednotlivá ložiska [15]. Při předpokladu že životnost ložiska je vyšší, než životnost maziva je nutné domazávání [14]. Životnost maziva lze určit z diagramu na obr. 20.

Tuky se skládají ze tří základních složek, základní olej, zahušťovadlo a aditiva. Jako základový olej se používají minerální nebo syntetické oleje. Mazací vlastnosti tuku jsou závislé na charakteristice základového oleje. Při výběru je rozhodující viskozita. Tuky s nízkou viskozitou základního oleje jsou vhodné pro nižší teploty a vysoké obvodové rychlosti. Naopak tuky s vysokou viskozitou jsou vhodné pro velká zatížení při vysokých teplotách a nižších rychlostech. Zahušťovadlo ovlivňuje bod skápnutí, při kterém dojde k vyloučení oleje z maziva. Aditiva prodlužují životnost a zlepšují vlastnosti maziva [14].

Mazání olejem:

Používá se tehdy, je-li potřebné dosáhnout vyšších otáček, než povoluje mazání tukem. Olej navíc odvádí teplo z ložiska [14]. Existuje mnoho způsobů, jak přivádět olej do ložiska viz obr. 16. Nejjednodušší je mazání v olejové lázni, kdy je olej unášen rotujícím ložiskem a rozptylován v něm. Další možností je mazání oběhem oleje kdy čerpadlo pod nízkým nebo podle potřeby vysokým tlakem vstřikuje olej do ložiska. Vysoký tlak se využívá pro vysoké otáčky. Olej se na cestě do ložiska ochladí a přefiltruje. Pro nejvyšší rychlosti se využívá mazání vzduch-olej. Do ložiska je přiváděné přesné množství oleje a stlačený vzduch chladí ložisko a zabráňuje vnikání nečistot [16].



Obr. 16) Schéma systémů mazání olejem, a) olejová lázeň, b) oběh oleje s nízkým tlakem, c) s vysokým tlakem, d) vzduch-olej [23]

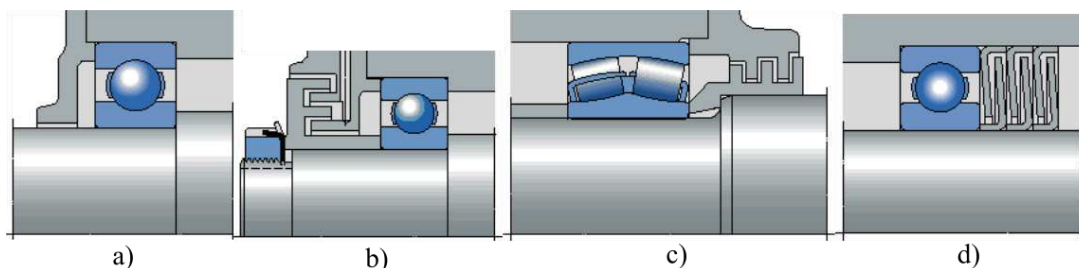
2.8 Hřídelové těsnění

Těsnění zabraňuje vnikání nečistot do prostoru uložení hřídelí a zároveň zabraňuje úniku maziva. U obráběcích strojů se zabraňuje vnikání chladicí kapaliny a špon. Rozlišují se dva druhy, kontaktní a bezkontaktní.

2.8.1 Bezkontaktní těsnění

U těchto těsnění nedochází k dotyku součástí tudíž nevzniká žádné teplo. Využívá se pro vřetena s vysokou kluznou rychlostí. Další výhodou je že nedochází k opotřebení součástí. U vřeten obráběcích strojů se využívá tenká spára mezi vřetenem a nejčastěji přírubou na ní nasazenou. Ve vřetenu jsou rozstříkovací zápichy, na kterých se kapalina rozstříkne a drážkou v přírubě odteče pryč. Takových to drážek může být více vedle sebe.

Dalším tipem jsou tzv. labyrintová těsnění, která jsou ale náročnější na výrobu. Používají se pro mazání plastickým mazivem, které jsou nerozpustné ve vodě. Účinnost těchto těsnění roste s počtem oddělených přepážek. Do zmíněných přepážek je možné přivádět stlačený vzduch, který nečistoty vyfukuje ven [17]. Na obr. 17 je možné vidět různé druhy bezkontaktních těsnění.



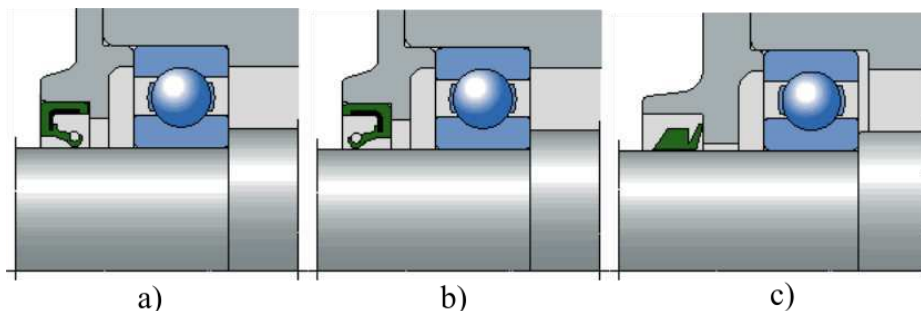
Obr. 17) Bezkontaktní těsnění, a) úzká spára, b) přepážky v axiálním směru, c) v radiálním směru, d) lamelové těsnění [24]

2.8.2 Kontaktní těsnění

U vřeten obráběcích strojů se většinou využívají dva typy:

- Hřídelové těsnicí kroužky
- V-kroužky.

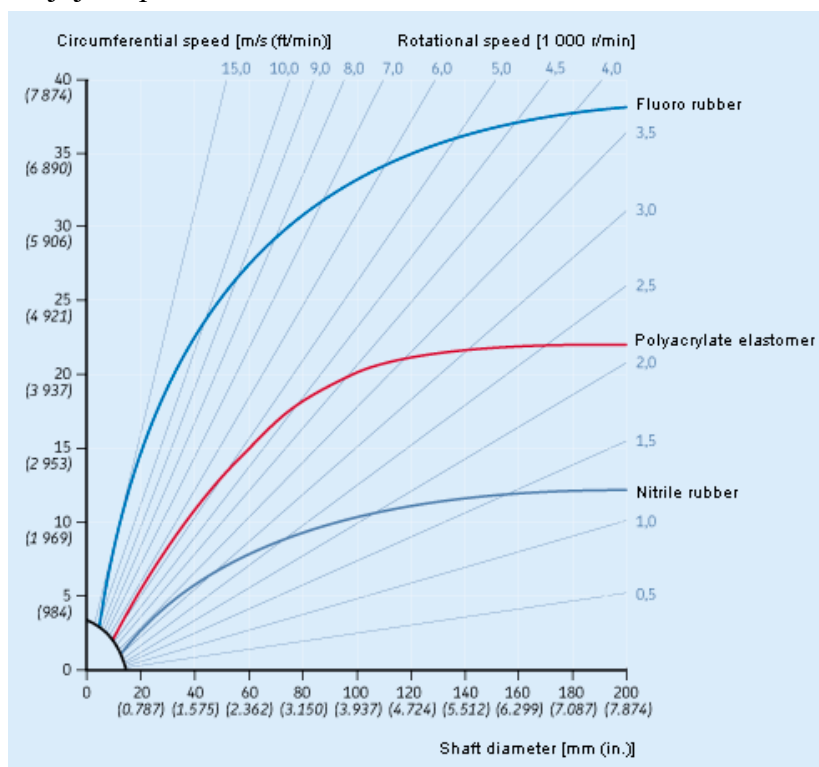
Hřídelové těsnicí kroužky jsou vyráběny ze syntetické pryže mající kovovou výztuž. Lze je používat v rozsahu teplot od -60 do 190 °C. Těsnicí břit je v přímém kontaktu s vřetenem, proto vzniká velké množství tepla. Tato těsnění jsou tedy limitována obvodovou rychlostí, jak ukazuje obr. 19. Zásadní vliv na účinnost má tvrdost a drsnost plochy které se dotýká



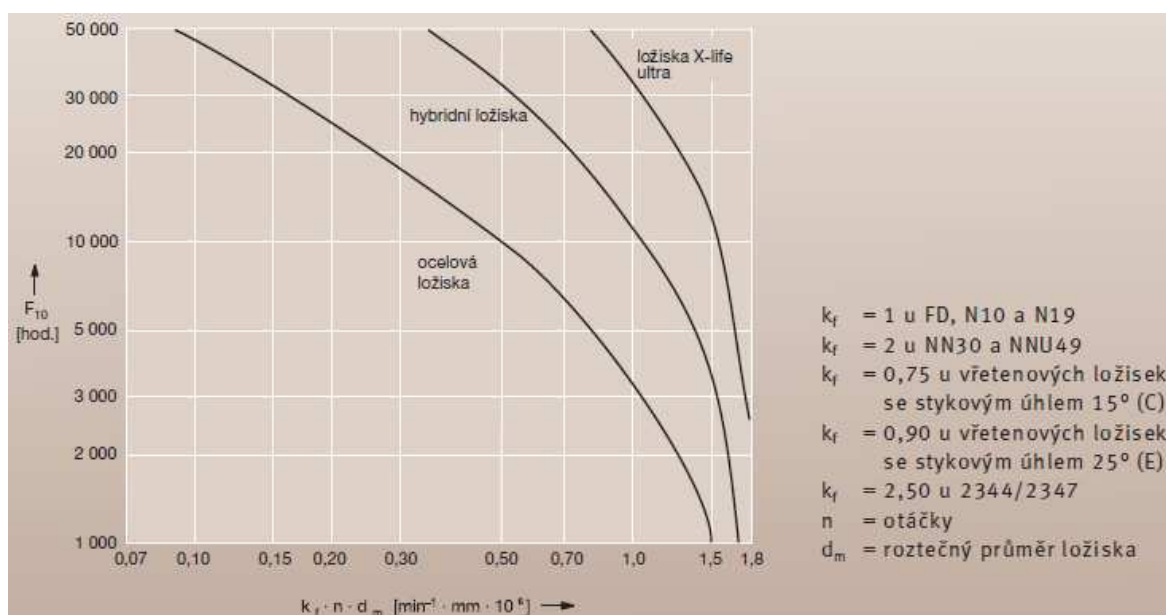
Obr. 18) Kontaktní těsnění: a) břit směrem dovnitř, b) břit směrem ven, c) V-kroužek [25]

těsnící břít. Tvrdost plochy má být minimálně 55 HRC prokalená do hloubky 0,3mm a drsnost R_a^7 v rozmezí 0,2 až 0,8 μm . Nejvhodnější je plochy brousit tzv. zápichovým broušením kdy se eliminuje tvorba čerpacího účinku šroubovitými stopami po kotouči. Pokud je požadavek, aby mazivo neunikalo ven z ložiska montuje se těsnění břitem dovnitř obr. 18, jestliže má zabránit vnikání nečistot do ložiska montuje se obráceně směrem ven obr. 18 [17].

Těsnící V-kroužky jsou nasazeny na hřídel a otáčejí se s ním. Pro svoji rozstříkovací schopnost se používají jako pomocná těsnění [17].



Obr. 19) Dovolené obvodové rychlosti těsnících kroužků pro různé materiály [26]



Obr. 20) Trvanlivost mazacího tuku [27]

⁷ Upravuje norma ISO 4288:1996 [17]

3 NÁVRH VARIANT ŘEŠENÍ

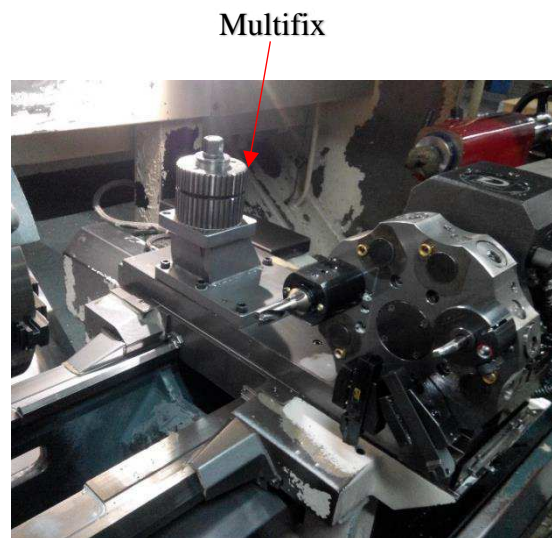
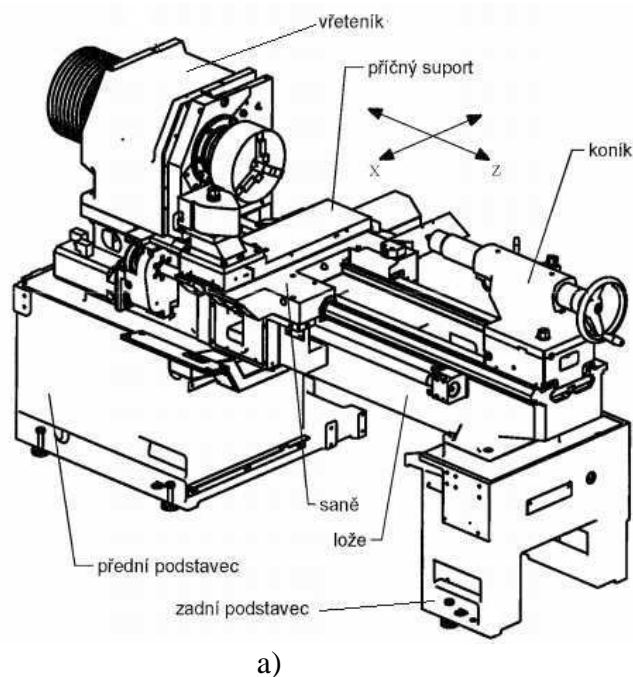
Hlavními požadavky jsou:

- Jednoduchost řešení
- Cena
- Jednoduchá výroba
- Snadná výměna nástrojů

Celková koncepce se bude inspirovat způsobem frézování na těžkých soustruzích, jak je popsáno v kapitole (2.3). Na zadní Multifix obr. 20 se tedy bude upínat těleso vřetene společně s poháněcím motorem. Multifix umožňuje natáčení držáků po 10° .

3.1 Popis CNC stroje MASTURN MT 54

Univerzální hrotový soustruh určen pro obrábění kovů a plastů s maximálním točným průměrem 540 mm nad ložem a 350 mm nad suportem. Točná délka podle provedení je 800 mm nebo 1500 mm. Stroj mohl být vybaven z výroby nástrojovou hlavou s poháněnými nástroji, do které se upínají držáky dle DIN 69880 s upínací stopkou $\phi 30$ mm. Výkon elektromotoru 2,5 kW a maximální otáčky 3000 min^{-1} . [18]



Obr. 21) a) Schéma stroje CNC MASTURN MT 54 [28], pracovní prostor stroje

3.2 1. Způsob-Řešení podobající se frézování na soustružnických centrech

Tento způsob by využíval poháněné nástrojové držáky (kolmé nebo přímé) a těleso vřetene by sloužilo jako připojovací mezikus. Výhodou tohoto provedení je že, není potřeba propojovacího hřídele. Na výstupní hřídel motoru by se upnul typ připojovací spojky, jakou má poháněný nástrojový držák. Tímto způsobem je docíleno jednoduchosti řešení, vyráběla by se jen propojovací skříň a připojovací spojka, ale poháněné nástrojové držáky by se musely vyrobit nebo koupit. Nevýhodou je pak cena jednoho držáku je kolem 30 000 Kč. Jedinou možností by

tedy byla výroba. Další výhodou je větší rozsah provozních otáček, z důvodu možného z převodování v poháněných držácích.

3.3 2. Způsob-Řešení s vřetenem

Dalším možností je umístění vřetene do vřeteníku. Do něj upínat nástroje a pohánět ho nějakým vhodným způsobem, jak je popsáno v kapitolách (2.2), (2.4.1). Zde nastává problém při potřebě změny směru frézování, celý vřeteník by se musel přendat na multifixu o 90°. To by bylo značně namáhavé, protože celá sestava může vážit okolo 12 kg.

3.4 3. Způsob-Řešení s vřetenem a přídatnou úhlovou hlavou

Tento tip by využíval stejné koncepce jako zmíněný předešlý, ale při potřebě kolmého frézování by se nějakým způsobem připevňovala úhlová hlava.

3.5 Celkové srovnání variant

Ve srovnávací tabulce tab. 1 je přihlíženo ke skutečnosti, že vřetenová ložiska s kosoúhlým stykem jsou k dispozici a veškeré soustružnické a frézařské práce si můžeme udělat sami.

Tab 1) Srovnávací tabulka

	1. způsob	2.způsob	3.způsob
Cena	--	++	+
Jednoduchost řešení	++	--	-
Jednoduchá výroba	--	+	-
Snadná výměna nástrojů	+	-	-
Součet	-1	0	-2
Pořadí	2	1	3

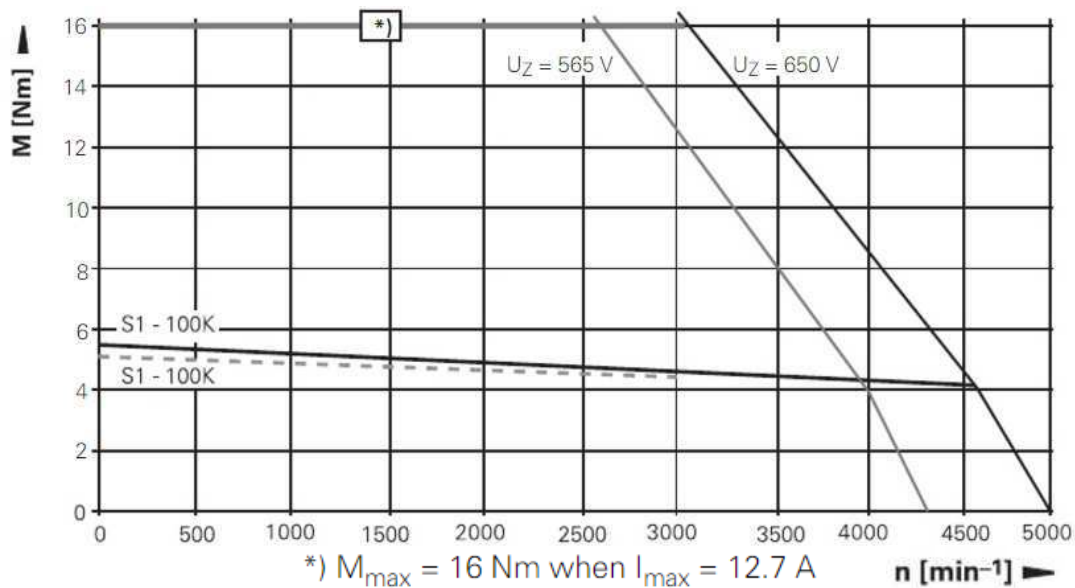
Na základě porovnání je zvolen druhý způsob.

4 VÝPOČTOVÁ ČÁST

Vřeteno bude konstruováno primárně k frézování drážek pro pero monolitní čelní válcovou frézou se dvěma břity o průměru 20 mm, celkové délce 88 mm a délce řezné části 22 mm s úhlem čela $\gamma=12^\circ$. Délka vysunutí části z kleštiny je volena 33 mm.

4.1 Volba elektromotoru

Vzhledem k dostupným komponentům volím synchronní servomotor Heidenhain QSY 116 C. Technické parametry zobrazeny v příloze 1. Synchronní servomotor bude spolupracovat s řídicím systémem stroje, jeho připojení a řízení ale není předmětem této práce. V následujícím grafu obr.22 je možné vidět momentovou charakteristiku zvoleného motoru. Při frézování drážek pro pero nedochází k trvalému chodu motoru, elektromotor lze tedy krátkodobě přetěžovat. Teplota motoru je kontrolována teplotním čidlem a po překročení $t>90^\circ$ se zobrazí chybové hlášení a dojde k omezování výkonu motoru. Zde bude potřebné, aby fréza ihned odjela z místa řezu. Je tedy uvažováno mírné překročení křivky S1 vyjadřující maximální zatěžitelnost při nepřetržitém chodu, viz obr. 22 na hodnotu kroutícího momentu 6 Nm až do 4250 ot/min. Na tyto hodnoty budou voleny maximální parametry obrábění.



Obr. 22) Momentová charakteristika elektromotoru Heidenhain QSY 116 C [29]

4.2 Způsob pohonu

Pro svou jednoduchost a cenovou dostupnost je zvolen pohon ozubeným řemenem v převodovém poměru 1:1. Upevnění řemenice na hřídel za pomoci svěrného pouzdra Taper 1610. Výpočet proveden programem od společnosti Continental viz příloha 2. Vstupní hodnoty jako maximální kroutící moment 16 Nm při 3000 ot/min voleny z momentové charakteristiky elektromotoru viz výše uvedený obr. 22. Počet zubů řemenice volen s ohledem na co nejnižší předepínací sílu. Zvolený řemen: CONTI HTD 560 – 8M – 8 – SYNCHROFORCE CXA, předepnutý silou $F_N = 345 \text{ N}$.

4.3 Řezné podmínky

Mezi základní řezné podmínky řadíme, řeznou rychlost v_c tab.3, posuv na zub f_z tab.2 a hloubku řezu a_p . Volí se podle fáze procesu.

Hloubka řezu [19]

- Hrubování 10-20 mm a více
- Středně těžké obrábění 2-10 mm
- Na čisto 0,5-2 mm

Posuv na zub [19]

- Běžné frézování 0,1-0,4 mm
- Frézování tvarovými nástroji 0,05-0,2 mm

Řezná rychlost

- Pohybuje se v rozsahu 20 až 1500 m/min.

Tab 2) Doporučené posuvy na zub f_z [mm/z] pro frézy z SK [20]

Druh Frézy	Ocel pevnosti [kp/mm ²]					Litina
	do 60	do 80	do 100	do 120	přes 120	
Čelní frézy (κ_{α})=60°	0,17-0,20	0,13-0,17	0,10-0,13	0,07-0,10	0,05-0,07	0,20-0,50
Čelní frézy (κ_{α})=90°	0,10-0,14	0,11-0,14	0,08-0,11	0,06-0,08	0,04-0,06	0,15-0,30
Kotoučové frézy	0,07-0,08	0,05-0,06	0,05-0,06	0,04-0,05	0,03-0,04	0,10-0,15
Válcové frézy	0,10-0,15	0,08-0,10	0,08-0,10	0,06-0,08	0,04-0,06	0,15-0,20

Tab 3) Doporučené řezné rychlosti pro frézy z SK [20]

Obráběný materiál	Pevnost [kp/mm ²]	Řezná rychlost [m/min]		Druh SK
		hrubování	na čisto	
Ocel uhlíková	do 50	200-250	250-300	S1
	50-60	150-200	200-250	
	60-70	130-170	17-200	
	70-85	110-140	140-170	
	85-100	90-110	110-130	
Legovaná a nástrojová ocel	70-85	100-130	130-160	
	85-100	70-90	90-100	
	100-120	30-65	65-80	
	120-140	20-40	40-60	
	140-180	20-30	30-50	
Litá ocel	do 50	80-120	120-160	

	50-70	60-90	90-120	
	přes 70	30-60	60-90	
Šedá litina	do 200 HB	80-100	110-140	H1
	přes 200 HB	60-80	80-100	
Legovaná litina	250-400 HB	40-60	60-80	H1, H2
Temperovaná litina	150-200 HB	70-90	90-110	H1
Měď		150-250	250-350	G1
Mosaz		100-200	200-300	G1, H1
Bronz		80-150	150-200	G1, H1
Slitina hliníku		300-500	500-1000	G1
Silumin		150-300	300-600	H1
Slitina hořčíku		800-1500	800-1500	G1
Plastické hmoty		50-250	150-400	G1
Tvrzený papír		100-150	150-200	H1, H2

4.4 Maximální otáčky vřetene

Maximální otáčky jsou závislé na řezné rychlosti a průměru nástroje. Pro maximální produktivitu obrábění oceli je doporučena řezná rychlost při hrubování až 200 m/min. U tohoto projektu jsme limitováni otáčkami motoru (4250 ot/min), proto rychlost 200 m/min dosáhneme jen u nástrojů s větším průměrem viz tab. 4. Nižší řezná rychlost má vliv pouze na čas obrábění. Výpočet ze vztahu:

$$n = \frac{1000 \cdot v_c}{\pi \cdot d} [\text{ot} \cdot \text{min}^{-1}] \quad (4.1)$$

Tab 4) Závislost průměru nástroje na otáčkách

Průměr nástroje d_n [mm]	Dokončovací otáčky n_D [ot/min], $v_{cD}=250$ m/min	Hrubovací otáčky n_H [ot/min], $v_{cH}=200$ m/min
6	13263	10610
8	9947	7957
10	7958	6366
12	6631	5305
14	5684	4547
16	4973	3978
18	4420	3536
20	3978	3183

4.5 Výpočet kroutícího momentu, výkonu a řezné síly

Pro výpočet těchto parametrů se používá charakteristika nazývaná měrné řezná síla k_{c1} . Vyjadřuje velikost síly působící ve směru obrábění, potřebnou k oddělení třísky o tloušťce 1 mm a průřezu 1 mm². Každá materiálová skupina má svou hodnotu k_{c1} . Tato hodnota je platná pro úhel čela $\gamma=0^\circ$, pro ostatní úhly se přepočítává pomocí vztahu (5.3) [21]. Výpočet je prováděn pro maximální možné zatížení, tj. pro hrubování.

Tab 5) Vstupní zvolené, vypočtené hodnoty

Maximální průměr nástroje d_{max} [mm]	20
Otáčky nástroje n_{dmax} [ot/min]	3183
Posuv na zub f_z [mm/z]	0,1
Šířka řezu a_e [mm]	20
Hloubka řezu a_p [mm]	2
Počet zubů frézy z [-]	2
Úhel čela γ [°]	12
Měrná řezná síla k_{c1}, skupina P [N/mm²]	1800

Průměrná tloušťka třísky:

$$h_m = f_z \cdot \sqrt{\frac{a_e}{d_{max}}} = 0,1 \cdot \sqrt{\frac{20}{20}} = 0,1 \text{ mm} \quad (4.2)$$

Měrná řezná síla:

$$k_c = k_{c1} \cdot h_m^{-m_c} \cdot \left(1 - \frac{\gamma}{100}\right) = 1800 \cdot 0,1^{-0,25} \cdot \left(1 - \frac{12}{100}\right) = 2817 \text{ N} \quad (4.3)$$

Velikost posuvu:

$$v_f = f_z \cdot z \cdot n_{dmax} = 0,1 \cdot 2 \cdot 3183 = 636,6 \text{ mm/min} \quad (4.4)$$

Řezný výkon vřetene:

$$P = \frac{a_p \cdot a_e \cdot v_f \cdot k_c}{60 \cdot 10^6} = \frac{2 \cdot 20 \cdot 636,6 \cdot 2817}{60 \cdot 10^6} = 1,2 \text{ kW} \quad (4.5)$$

Potřebný výkon elektromotoru:

$$P_{MOT} = \frac{P}{\mu} = \frac{1,2}{0,9} = 1,32 \text{ kW} \quad (4.6)$$

Řezná síla:

$$F_c = F = f_z \cdot a_p \cdot k_c = 0,1 \cdot 1,85 \cdot 2817 = 570 \text{ N} \quad (4.7)$$

Potřebný kroutící moment:

$$M_{KP} = F_c \cdot \frac{d}{2} = 570 \cdot \frac{20}{2} = 5,7 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (4.8)$$

Maximální hodnoty obrábění jako jsou maximální hloubka řezu a_p a posuv na zub f_z byly vhodně zvoleny, aby potřebný kroutící moment byl nižší než kroutící moment elektromotoru.

4.6 Volba upínání

Pro svoji jednoduchost je zvolen systém upínání do kužele 7:24 SK/ISO s velikostí upínacího kužele 30 dle DIN 2080 dosedající jen kuželovou plochou a zajištěn ručně pomocí šroubu skrz vřeteno. Vzdálenost mezi maximálním průměrem upínacího kužele a čelem matice je 50 mm. Na čelu vřetene nebudou unášecí kameny, kroutící moment bude předán jen pomocí kuželového spojení.

Výpočet maximálního kroutícího momentu přenesený kuželem:

$$M_{kmax} = \frac{F_{os} f}{3 \sin \alpha_k} \frac{D_k^3 - d_k^3}{D_k^2 - d_k^2} = \frac{2000 \cdot 0,1}{3 \sin 8,3} \cdot \frac{31,75^3 - 16,5^3}{31,75^2 - 16,5^2} = 17,3 \text{ Nm} \quad (4.9)$$

Kde F_{os} je síla vtahující kužel do kuželové dutiny, f je součinitel tření, D_k a d_k jsou velký, respektive malý průměr kužele a α udává polovinu vrcholového úhlu kužele.

Výpočet potřebného utahovacího momentu na šroub, který vyvolá osovou sílu F_{os} 2000 N. Při této síle kuželové spojení přenesou větší kroutící moment, než je maximální kroutící moment elektromotoru viz rovnice (4.9). V daném případě, kdy je hlava šroubu uložena v kuželové dutině viz obr. 23 je výsledný kroutící moment dán součtem kroutícího momentu, který je potřebný k vyvození osově síly 2000 N a kroutícího momentu který bude vytvářet kuželová dosedací plocha.

$$M_{k,D} = \frac{F_{os} f}{3 \sin \alpha_k} \frac{D_D^3 - d_D^3}{D_D^2 - d_D^2} = \frac{2000 \cdot 0,1}{3 \sin 120} \cdot \frac{17^3 - 13^3}{17^2 - 13^2} = 1,7 \text{ Nm} \quad (4.10)$$

$$M_{k,S} = K_U F_{os} d_s = 0,18 \cdot 2000 \cdot 12 = 4,3 \text{ Nm} \quad (4.11)$$

Kde K_U je součinitel utahovacího momentu pro mazaný závit a d_s je velký průměr závitu.

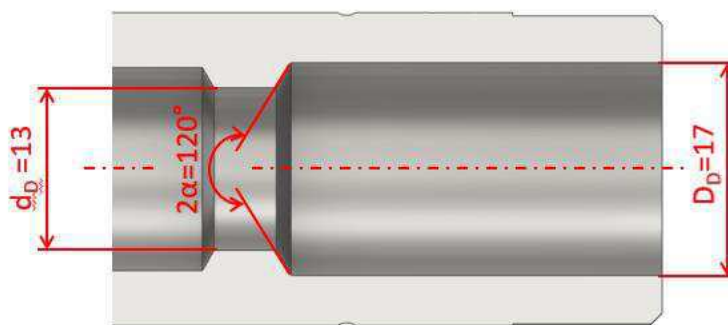
Potřebný utahovací moment šroubu:

$$M_{k,U} = M_{k,D} + M_{k,S} = 1,7 + 4,3 = 6 \text{ Nm} \quad (4.12)$$

Kontrola na otláčení kuželové dosedací plochy:

$$\sigma_o = \frac{F_{os}}{S_D} = \frac{F_{os}}{\frac{\pi(D_D^2 - d_D^2)}{4}} = \frac{2000}{\frac{\pi(17^2 - 13^2)}{4}} = 21 \text{ Mpa} \quad (4.13)$$

Předpokládá se, že celé vřeteno bude cementováno a kaleno a kužel na šroubu také zakalen. Dovolný tlak pro tvrzené součásti podle literatury [6] je 50 MPa, rozměry vyhovují.



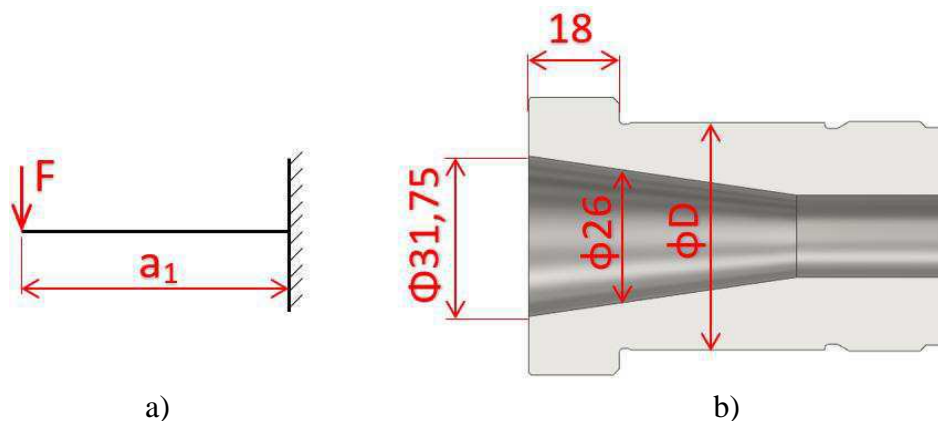
Obr. 23) Kuželová dosedací plocha pro zajišťovací šroub

4.7 Návrh vřetena a ložisek

Vřeteno obráběcího stroje je namáhané kombinovaným namáháním od ohybu, tlaku a krutu. Namáhání od tlaku a krutu je druhotné, hlavní je namáhání od ohybu. Vřeteno navrhujeme především s ohledem na tuhost. Pro uložení předního konce jsou předběžně zvolena kuličková ložiska s kosoúhlým stykem uspořádaná buď do „O“ nebo do „O a tandemu“ a na zadní konec jednořadé válečkové ložisko s kuželovou dírou.

4.7.1 Návrh venkovního průměru vřetene

Ložiskovou sestavu na předním konci vřetene lze považovat za vetknutí. Máme tedy vetknutý prut zatížený na konci osamělou silou viz obr. 24 Síla vypočtena v rovnici (4.7). Délka převísle části a_1 je dána součtem délek nástroje, držáku nástroje, přibližné délky osazení na vřetenu viz obr. 24 a polovině délky předního uložení. Tato hodnota je přibližně zvolena na 130 mm. V této fázi výpočtu se zvolí vnitřní průměr D pod přední ložiska s ohledem na deformaci v místě působení síly. Pro zjednodušení bude počítáno že prut je po celé délce prizmatický s vnitřním průměrem $d=26$ mm, který odpovídá průměru kužele ve vzdálenosti 18 mm od čela vřetene.



Obr. 24) a) schéma vetknutí, b) řez předním koncem vřetene

Závislost deformace je dána vztahem:

$$\delta = \frac{F \cdot a_1^3}{3 \cdot E \cdot J_x} \quad (4.14)$$

Kvadratický moment průřezu:

$$J_x = \frac{\pi \cdot (D^4 - d^4)}{64} \quad (4.15)$$



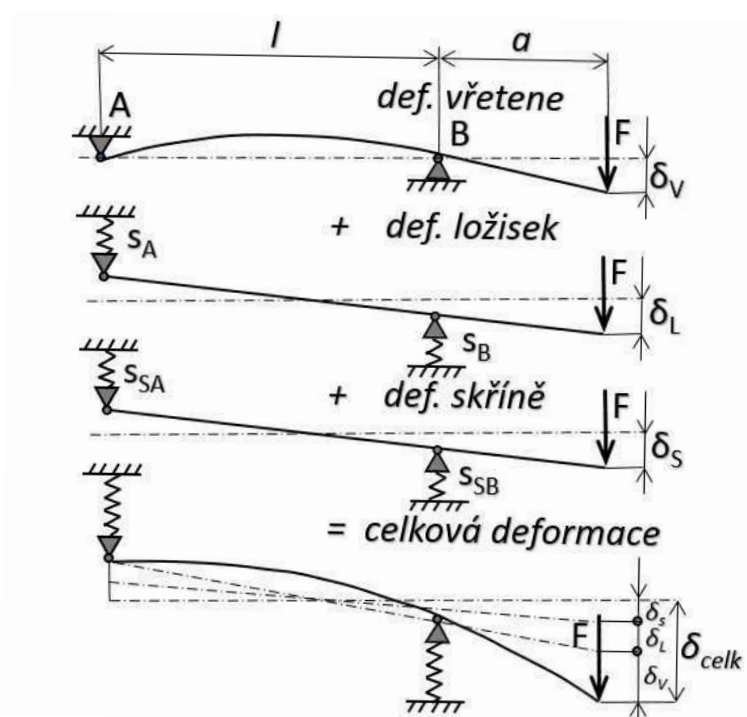
Obr. 25) Graf závislosti deformace konce vřetene na venkovním průměru vřetene

Z grafu na obr. 25 volím s ohledem na normalizovanou řadu průměrů pod ložiska průměr $D = 45$ mm, pro který odpovídá deformace $\delta = 0,012$ mm.

4.7.2 Tuhost soustavy

Tuhost vřetene se udává na jeho předním konci a má značný vliv na přesnost práce i na stabilitu obráběcího stroje. Deformace v tomto místě musí být co nejmenší, tzn. že tuhost co největší. Celková deformace je popsána následující rovnicí jako součet deformací skříně, ložisek a vřetene viz obr. 26: [22]

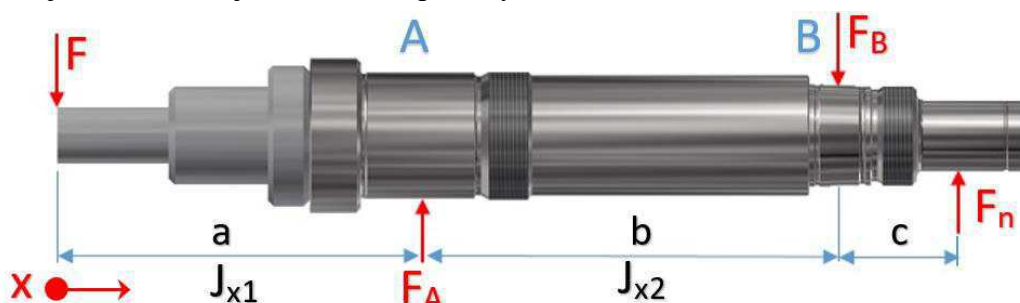
$$\delta_{CELK} = \delta_S + \delta_L + \delta_V \quad (4.16)$$



Obr. 26) Deformace vřetene [22]

Výpočet deformace tělesa vřeteníku je poměrně náročná záležitost, proto nebude zahrnuta ve výpočtu. Výsledná deformace v místě působení síly bude v tomto případě dána součtem deformace ložisek a vřetene.

Vřeteno je nahrazeno nosníkem viz. obr. 27 s převislými konci na dvou pružných podpěrách představující ložiska mající dva různé průřezy.



Obr. 27) Náhradní schéma vřetene

Pro výpočet bude použita diferenciální rovnice průhybové čáry.

$$w''(x) = -\frac{M(x)}{E J_x} \quad (4.17)$$

Kde $M(x)$ je ohybový moment, E je Youngův modul pružnosti v tahu a J_x udává kvadratický moment průřezu vztažený k neutrální ose.

Zmíněná rovnice je obyčejná diferenciální rovnice druhého řádu. Jejím řešením pro tři integrační intervaly (a ; b ; c) vyjde šest integračních konstant viz obr. 27. Je tedy zapotřebí určit šest okrajových podmínek. Pro zde uvedený tvar rovnice je počátek souřadného systému umístěn do působíště síly F , aby byl dodržen kladný smysl otáčení ohybového momentu.

Jednotlivé ohybové momenty:

$$M_1 = -F x_1 ; x_1 \in (0; a) ; x_1 \in \langle 0; a \rangle \quad (4.18)$$

$$M_2 = -F x_2 + F_A(x_2 - a) ; x_2 \in \langle a; a + b \rangle \quad (4.19)$$

$$M_3 = -F x_3 + F_A(x_3 - a) - F_B(x_3 - (a + b)) \quad (4.20)$$

$$x_3 \in \langle a + b; a + b + c \rangle$$

Okrajové podmínky:

$$x_1 = a ; w(x_1) = F_A c_{pA} \quad (4.21)$$

$$x_2 = a + b ; w(x_2) = -F_B c_{pB} \quad (4.22)$$

Kde c_{pA} a c_{pB} jsou poddajnosti ložisek. Poddajnost ložisek lze vypočítat podle následujícího vztahu:

$$c_P = \frac{1}{K} \quad (4.23)$$

Kde K je tuhost ložiska v případě zadního uložení, respektive ložiskové sady v předním uložení.

Podmínky spojitosti:

$$x_1 = x_2 = a ; w(x_1) = w(x_2) \quad (4.24)$$

$$x_2 = x_3 = a + b ; w'(x_1) = w'(x_2) \quad (4.25)$$

$$x_2 = x_3 = a + b ; w(x_2) = w(x_3) \quad (4.26)$$

$$x_2 = x_3 = a + b ; w'(x_2) = w'(x_3) \quad (4.27)$$

Jak už bylo řečeno, vřeteno je pro zjednodušení rozděleno na dva průřezy. Pro interval a jemuž odpovídá kvadratický moment průřezu J_{x1} a interval b, c s průřezem J_{x2} , jak je možné vidět na obrázku obr.27. Příslušné kvadratické momenty průřezu:

$$J_{x1} = \frac{\pi(D^4 - d^4)}{64} = \frac{\pi(45^4 - 26^4)}{64} = 178857 \text{ mm}^4 \quad (4.28)$$

$$J_{x2} = \frac{\pi(D_2^4 - d_2^4)}{64} = \frac{\pi(42^4 - 17^4)}{64} = 148646 \text{ mm}^4 \quad (4.29)$$

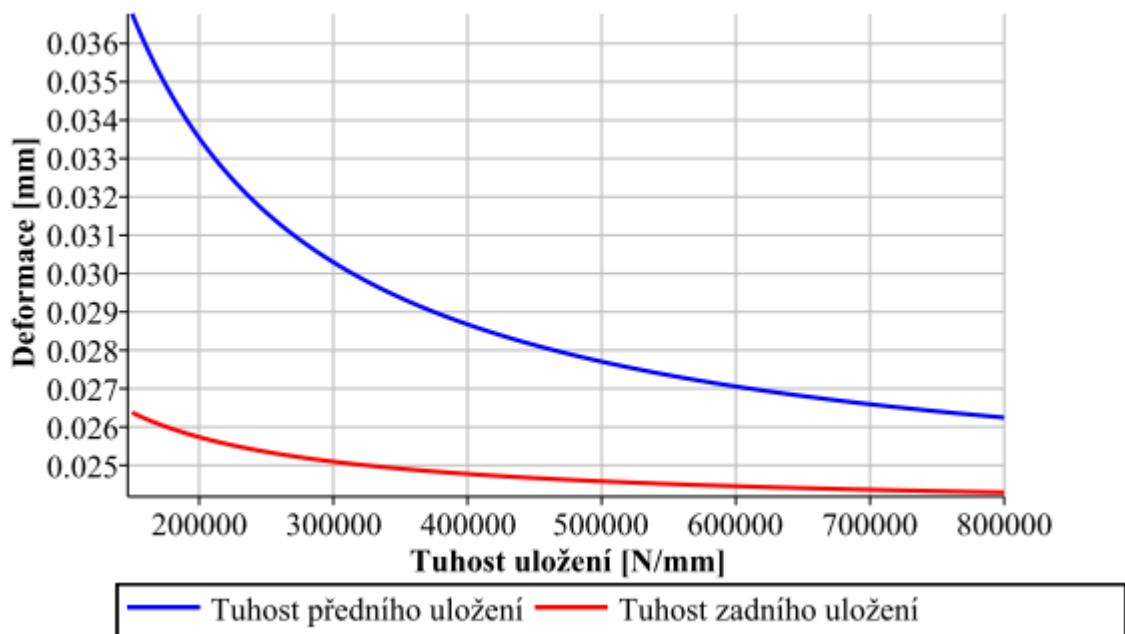
Kde D, D_2 jsou venkovní průměry vřetene a d, d_2 jsou průměry dutiny ve vřetenu.

Celkový výpočet byl proveden v programu Maple 18 uvedený v příloze 3 a byl zjištěn vztah pro závislost deformace v místě působíště síly na ostatních vstupních parametrech.

4.7.3 Optimální vzdálenosti mezi ložisky

Z předešlé rovnice je vidět že celková deformace závisí na mnoha parametrech. Parametry jako přibližné průměry vřetene pro výpočet kvadratických momentů průřezu, zatěžující síla a délka převísle části už byly zvoleny v předešlých kapitolách. Zbylé dva jako tuhost uložení a vzdálenost mezi ložisky je zapotřebí ještě zvolit.

Oba parametry jsou na sobě závislé. Se zvětšující se vzdáleností mezi ložisky roste deformace, ale snižuje se velikost sil v ložiscích. Volba této vzdálenosti je tedy kompromisem. Podle společnosti SKF se přibližná vzdálenost mezi ložisky volí jako $(3-3,5d)$ [23], kde d je vnitřní průměr ložiska. Proto předběžně volím tuto vzdálenost 150 mm. Následující graf vyjadřuje závislost deformace na tuhosti uložení.



Obr. 28) Závislost deformace v místě působení síly na tuhosti uložení

Z grafu je možné vidět že tuhost zadního uložení má jen malý význam na deformaci na konci vřetene, od hodnoty 400 000 N/mm se prakticky nemění. Mnohem větší význam má tuhost předního uložení. Tento průběh bude přibližně platit pro libovolnou vzdálenost mezi ložisky.

Dle dostupných ložisek volím od společnosti FAG na přední konec vřetena dvě kuličková ložiska s kosoúhlým stykem B7209-C-T-P4S-UL sdružená do „O“ a na zadní konec jedno válečkové ložisko s kuželovou dírou N1007-K-M1-SP. Parametry ložisek v tab. 6.

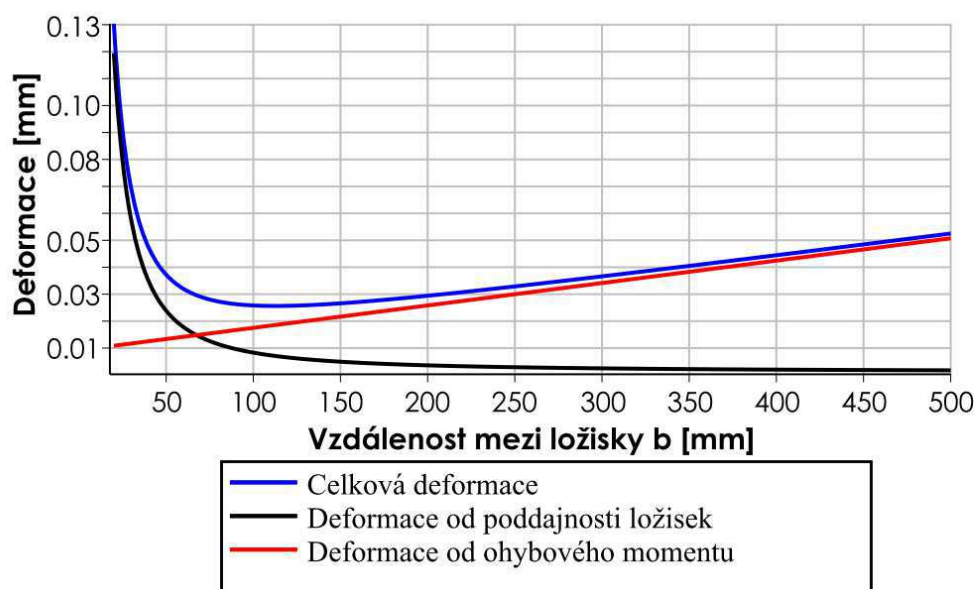
Tab 6) Tabulka parametrů ložiska

Přední B7209- C-T- P4S-UL	Venkovní průměr d_A [mm]	Vnitřní průměr d_A [mm]	Šířka B_A [mm]	Dynamická únosnost C_{dynA} [kN]	Max. otáčky n_{maxA} [ot/min]	Axiální tuhost K_{axA} [N/mm]
	85	45	19	23,2	11000	108300
Zadní N1007- K-M1- SP	Venkovní průměr d_B [mm]	Vnitřní průměr d_B [mm]	Šířka B_B [mm]	Dynamická únosnost C_{dynB} [kN]	Max. otáčky n_{maxB} [ot/min]	Radiální tuhost K_{radB} [N/mm]
	62	35	14	23,62	9000	410000

Radiální tuhost se pro ložiska s kosoúhlým stykem sdružená do „O“ od společnosti FAG se vypočítá z axiální tuhosti podle vztahu.

$$K_{radA} = 6K_{axA} = 6 \cdot 108300 = 649800 \text{ N/mm} \quad (4.30)$$

Následně je zapotřebí zvolit kompromis mezi vzdáleností mezi ložisky a silami v ložiscích. Závislost deformace na vzdálenosti b je zobrazena v následujícím grafu.



Obr. 29) Graf závislosti deformace od ohybového momentu, od poddajnosti ložisek a celková deformace

Optimální vzdálenost, co se týče deformace je stanovena jako minimum funkce z rovnice deformace viz příloha 3. Derivací této rovnice podle vzdálenosti b a stanovení podmínky že průhyb je nulový:

$$\frac{d\delta_{CELK}}{db} = 0 \quad (4.31)$$

Derivací se dostává kubická rovnice mající tři kořeny, z toho jen jeden je reálný viz příloha 4. Optimální vzdálenost z hlediska deformace je 115,2 mm.

Z grafu na obr. 29 je patrné že od vzdálenosti $b=150$ má největší význam na deformaci ohybový moment. Reakční síly v ložiscích jsou po této hodnotě téměř konstantní.

S ohledem na životnost ložisek a celkovou koncepci, kdy je motor umístěn těsně pod vřeten je vzdálenost zvolena $b=150 \text{ mm}$, aby motor i vřeteno byly ve finále přibližně stejně dlouhé.

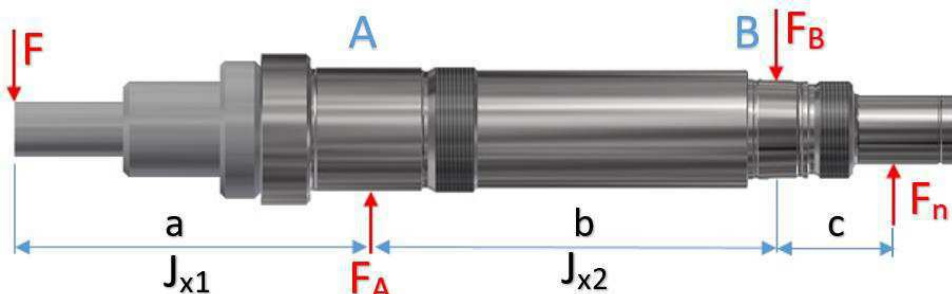
U obráběcích strojů výrobních je doporučeno, aby tuhost vřetene na předním konci (na čele) byla minimálně $120 \text{ MN/m} = 120 \text{ N/}\mu\text{m}$. Zmíněná tuhost zjištěna ze vztahu:

$$k = \frac{F_c}{\delta_{\text{čelo}}} = \frac{570}{4,76} = 120 \text{ N/}\mu\text{m} \quad (4.32)$$

Kde F_c je zatěžující řezná síla a $\delta_{\text{čelo}}$ je deformace na čele vřetena zjištěna pomocí výpočtu uvedeném v příloze 3.

4.7.4 Trvanlivost ložisek

Pro výpočet trvanlivosti je potřeba zjistit reakce v ložiscích. Vřeteno je nahrazeno nosníkem na dvou podpěrách s převýslými konci zatíženo řeznou silou F a silou od napnutí řemene F_n . Trvanlivost bude vypočtena pro maximální otáčky $n=4250$ ot/min



Obr. 30) Schéma vřetene

Z rovnic statické rovnováhy jsou zjištěny reakce v ložiscích.

$$\sum F_x = 0 = -F + F_A - F_B + F_n \quad (4.33)$$

$$\sum M_{O_B} = 0 = -F(a + b) + F_A b - F_n c \quad (4.34)$$

Po vyjádření je reakce v ložisku F_A :

$$F_A = \frac{F \cdot (a + b) + F_n c}{b} = \frac{570 \cdot (120 + 150) + 345 \cdot 45}{150} = 1130 \text{ N} \quad (4.35)$$

Reakce F_B :

$$F_B = F_A - F + F_n = 1130 - 570 + 345 = 905 \text{ N} \quad (4.36)$$

Výpočet ložisek v místě A

U této ložiskové sestavy nepůsobí jen radiální síla F_A vypočtená v rovnici (4.35), ale i axiální síla od předeprnutí ložisek F_{axA} .

U uspořádání do „O“ nese podle katalogu FAG nejvíce zatížené ložisko 60 % radiálního zatížení a 100 % axiálního zatížení. Pro výpočet ekvivalentního zatížení P_o se vychází z podmínek [15]:

$$P_o = F_A \text{ jestliže } \frac{F_{axA}}{F_A} \leq 1,09 \quad (4.37)$$

$$P_o = 0,5F_A + 0,46F_{axiA} \text{ jestliže } \frac{F_{axA}}{F_A} > 1,09 \quad (4.38)$$

Poměr axiální a radiální síly pro řešený případ je pak

$$\frac{F_{axiA}}{F_A} = \frac{694}{1130} = 0,6 \leq 1,09 \quad (4.39)$$

Ekvivalentní zatížení P_o

$$P_o = F_A = 1130 \text{ N} \quad (4.40)$$

Trvanlivost ložisek ve hodinách:

$$L_{10A} = \left(\frac{C_{dynA}}{F_A}\right)^a \frac{10^6}{60n_{max}} = \left(\frac{23200}{1130}\right)^3 \frac{10^6}{60 \cdot 4250} = 33938 \text{ hod} \quad (4.41)$$

Výpočet ložiska v místě B

Toto ložisko zachytává pouze radiální sílu F_B vyjádřenou v rovnici (4.36).

Trvanlivost ložiska v hodinách:

$$L_{10B} = \left(\frac{C_{dynB}}{F_B}\right)^a \frac{10^6}{60n} = \left(\frac{23620}{905}\right)^{\frac{10}{3}} \frac{10^6}{60 \cdot 4250} = 206784 \text{ hodin} \quad (4.42)$$

Obě trvanlivosti za předpokladu na maximálních otáček i zatížení vyšly dosti vysoké. Na tuto životnosti bude však mít podstatný vliv i trvanlivost maziva. Mazivo bude zvoleno v následující kapitole.

4.8 Volba mazacího tuku

Je zvolen mazací tuk FAG ARCANOL L075. Tuk pro širokou oblast použití s maximální parametrem otáček $n_k d_{wk} = 2\,000\,000 \text{ mm/min}$. Kde n jsou maximální otáčky vřetene a d_w je střední průměr ložiska [15]. Parametr navrhovaného vřetena pro větší ložiska, tedy přední se rovná 276250 mm/mi , což je vyhovující.

4.8.1 Trvanlivost maziva

Trvanlivost volena pomocí diagramu na obr.20. Hodnota součinu $k_f n_{max} d_w$ společně s odpovídající trvanlivostí F_{10} pro obě ložiska zobrazena v následující tabulce:

Tab 7) Tabulka trvanlivostí mazacího tuku pro přední a zadní ložiska

	Přední sada ložisek	Zadní ložisko
Kf.n.dw [min-1mm]	0,2	0,2
F ₁₀ [hodin]	24984	24984

Trvanlivost tuku je nižší než trvanlivosti ložisek, které jsou vypočteny v rovnicích (4.41) a (4.42). Vřeteno ve skutečnosti ale nebude využíváno po celý den, z tohoto hlediska je trvanlivost vysoká, a proto není uvažováno domazávání, ložiska budou namazána jen při montáži.

4.8.2 Kontrola k MSP⁸ a MSÚ⁹

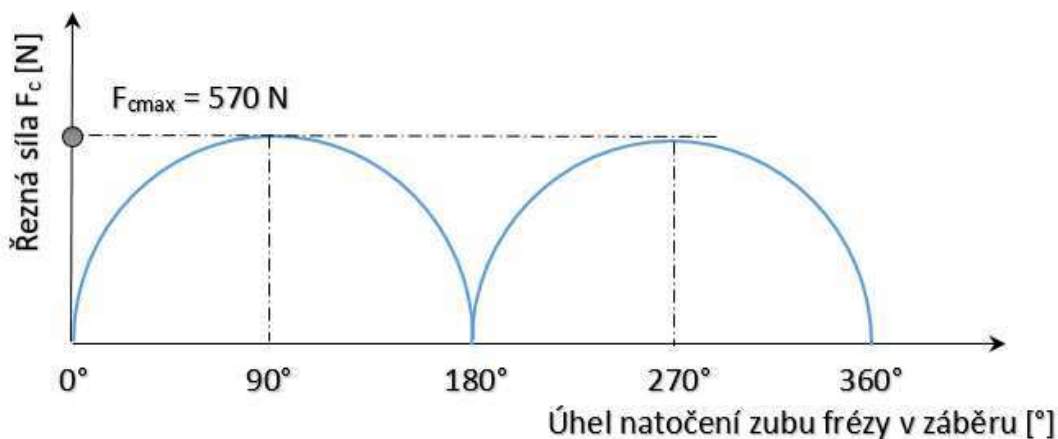
Jak už bylo řečeno, vřeteno je namáháno kombinací ohybu a krutu, tato napětí jsou však proměnná v čase a jsou ve fázi. Dochází tedy k míjivému neharmonickému cyklickému namáhání způsobené řeznou silou vyjádřenou v rovnici a znázorněné na obr. 31:

$$F_{ci} = k_{ci} a_p f_z \sin \varphi_i \quad (4.43)$$

Kde φ_i je úhel natočení zubu frézy.

⁸ MSP: Mezní stav pružnosti

⁹ MSÚ: Mezní stav únavy



Obr. 31) Charakter namáhání vřetene

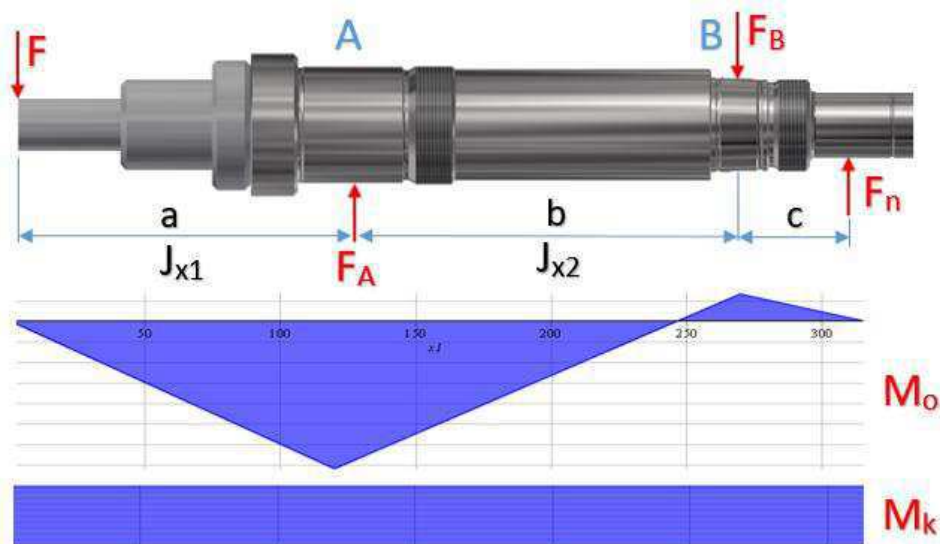
Kontrola k MSP

Pro kontrolu k MSP je zanedbán průběh namáhání, je tedy počítáno s maximální zátěžnou silou F_{max} a maximálním kroutícím momentem M_{kmax_el} který může elektromotor využít, popsáno v kapitole 4.1.

Maximální zátěžná síla F_{max} se vypočítá z maximálního kroutícího momentu elektromotoru jako:

$$F_{max} = \frac{2 M_{kmax_el}}{d_n} = \frac{2 \cdot 16000}{20} = 1600 \text{ N} \quad (4.44)$$

Kroutící moment je po celé délce vřetene konstantní a ohybový moment nabývá lokálních maxim v uloženích. Ze strojnických tabulek zvolen materiál 14 220.4 (1.7131) s mezí kluzu $R_e=590 \text{ MPa}$ a mezí pevnosti $R_m=785 \text{ MPa}$. [24]



Obr. 32) Průběh napětí na vřetenu

Největší ohybový moment je v předním uložení A a jeho velikost je dána vztahem:

$$M_{OmaxA} = F_{max} a = 1600 \cdot 120 = 192000 \text{ Nmm} \quad (4.45)$$

Tomu odpovídá ohybové napětí:

$$\sigma_{oA} = \frac{M_{omaxA}}{W_{oA}} = \frac{F_{max}a}{\frac{\pi(D_A^3 - d_A^3)}{32}} = \frac{1600 \cdot 120}{\frac{\pi(45^3 - 26^3)}{32}} = 27 \text{ Mpa} \quad (4.46)$$

Napětí v krutu:

$$\tau_{kA} = \frac{M_{kmax}}{W_{kA}} = \frac{M_{kmax_el}}{\frac{\pi(D_A^3 - d_A^3)}{16}} = \frac{16000}{\frac{\pi(45^3 - 26^3)}{16}} = 1,1 \text{ MPa} \quad (4.47)$$

Redukované napětí podle podmínky HMMH má velikost:

$$\sigma_{REDA} = \sqrt{\sigma_{oA}^2 + 3\tau_{kA}^2} = \sqrt{27^2 + 3 \cdot 1,1^2} = 27 \text{ MPa} \quad (4.48)$$

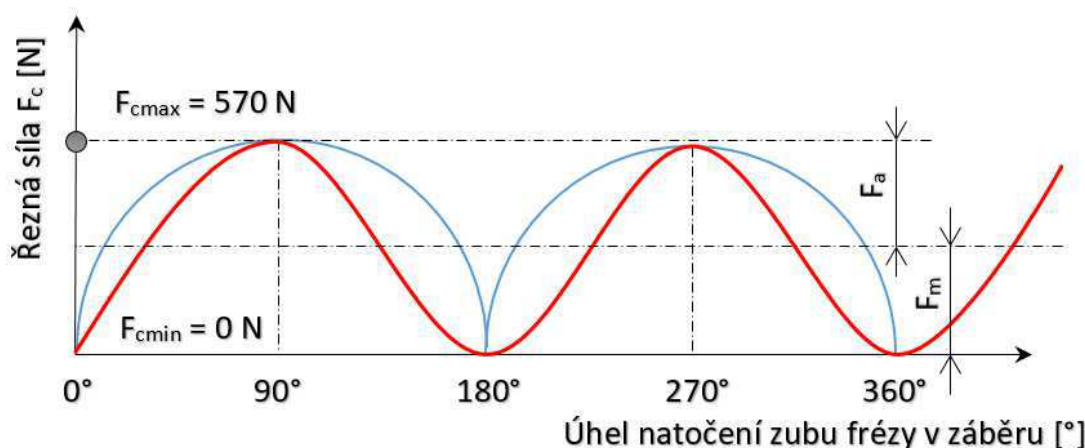
Výsledná bezpečnost k MSP:

$$k_{kA} = \frac{R_e}{\sigma_{REDA}} = \frac{590}{27} = 22 \quad (4.49)$$

Bezpečnost vřetena k MSP je vyšší než 1, vyhovuje. Vzhledem k vysoké bezpečnosti není uvažováno to, že k tomuto maximálnímu zatížení dojde vícekrát. Bylo by vhodné místo k mezi kluzu R_e posuzovat redukované napětí σ_{REDA} k mezi únavy při nízkocyklickém namáhání. Mez únavy pro nízkocyklické zatěžování je však těžko dohledatelná.

Kontrola k MSÚ

Kontrola k MSÚ se provádí pro kritická místa na součásti. Neharmonický průběh napětí



nahradíme harmonickým viz obr. 33. Zatížení je od řezné síly F_c vypočtené v rovnici (4.7) a kroutící moment M_k odpovídající této síle na nástroji o průměru 20 mm vypočten rovnici (4.8).

Obr. 33) Harmonické namáhání

Při označení maximální a minimální velikosti síly F_{cmax} respektive F_{cmin} a maximálního a minimálního kroutícího momentu M_{kmax} respektive M_{kmin} je možné popsat cyklus střední hodnotou síly a momentu F_m respektive M_{km} a amplitudu síly a momentu F_a respektive M_{ka} . [6] Vyjádření zmíněných hodnot:

$$F_m = \frac{F_{cmax} + F_{cmin}}{2} = \frac{570 + 0}{2} = 285 \text{ N} \quad (4.50)$$

$$F_a = \left| \frac{F_{cmax} - F_{cmin}}{2} \right| = \frac{570 - 0}{2} = 285 \text{ N} \quad (4.51)$$

$$M_{km} = \frac{F_{cmax} \frac{d_n}{2} + F_{cmin} \frac{d_n}{2}}{2} = \frac{570 \frac{20}{2} + 0}{2} = 2850 \text{ Nmm} \quad (4.52)$$

$$M_{ka} = \left| \frac{F_{cmax} \frac{d_n}{2} - F_{cmin} \frac{d_n}{2}}{2} \right| = \frac{570 \frac{20}{2} - 0}{2} = 2850 \text{ Nmm} \quad (4.53)$$

Výpočet meze únavy zkušební vzorku souvisí s mezí pevnosti R_m pro ocele, kdy $R_m \leq 1460$ MPa podle následujícího vztahu [6]:

$$\sigma_{Co} = 0,504 R_m = 0,504 \cdot 785 = 396 \text{ Mpa} \quad (4.54)$$

Korigovaná mez únavy σ'_{Co} pro kritické místo je dána Marinovou rovnicí [6]:

$$\sigma'_{Co} = k_a k_b k_c k_d k_e k_{f1} \sigma_{Co} = 0,9 \cdot 0,83 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0,62 \cdot 1 \cdot 396 = 183 \text{ Mpa} \quad (4.55)$$

Kde k_i jsou součinitelé mající vliv na únavu.

Součinitel jakosti povrchu [6]:

$$k_{ab} = a_b R_m^{b_b} = 1,58 \cdot 785^{-0,085} = 0,9 \quad (4.56)$$

Hodnoty součinitelů a_b , b_b zvoleny pro broušený povrch z tabulky viz z literatury [6].

Součinitel velikosti [6]:

$$k_b = 1,24 D^{-0,107} = 1,24 \cdot 45^{-0,107} = 0,83 \quad (4.57)$$

Tato rovnice platí pro střídavé zatěžování v ohybu a krutu za rotace. Hodnota D je průměr vřetene pod přední sadou ložisek.

Součinitel způsobu zatěžování [6]:

$$k_c = 1 \quad (4.58)$$

Platí pro kombinaci střídavého krutu a ohybu.

Součinitel vlivu teploty [6]:

$$k_d = 1 \quad (4.59)$$

Součinitel spolehlivosti pro spolehlivost 99,999 9 % [6]:

$$k_e = 0,620 \quad (4.60)$$

Součinitel zahrnující další vlivy [6]:

$$k_{f1} = 1 \quad (4.61)$$

Výpočet součinitele vrubu pro ohyb a krut β respektive β_τ z vrubové citlivosti oceli zatěžovaných ohybem a krutem q respektive q_τ a ze součinitelů tvaru α pro ohyb a α_τ pro krut [6]:

$$\beta = 1 + q(\alpha - 1) \quad (4.62)$$

$$\beta_\tau = 1 + q_\tau(\alpha_\tau - 1) \quad (4.63)$$

Součinitelé tvaru α a α_τ spolu se součiniteli vrubu q a q_τ jsou voleny podle grafů, které jsou uvedeny v literatuře [6].

Amplituda ohybového napětí:

$$\sigma_a = \beta \frac{M_{oa}}{W_o} \quad (4.64)$$

Střední hodnota ohybového napětí:

$$\sigma_m = \beta \frac{M_{om}}{W_o} \quad (4.65)$$

Velikost amplitudy ohybového momentu M_{oa} , střední hodnoty ohybového momentu M_{om} a součinitel vrubu β se mění podle místa kde se řeší mez únavy.

Amplituda smykového napětí od krutu:

$$\tau_a = \beta_\tau \frac{M_{ka}}{W_k} \quad (4.66)$$

Střední hodnota smykového napětí od krutu:

$$\tau_m = \beta_\tau \frac{M_{km}}{W_k} \quad (4.67)$$

Velikost amplitudy τ_a a střední hodnoty kroutícího momentu τ_m je po celé délce stejná. Podle řešeného místa se mění jen hodnota součinitele vrubové citlivosti β_τ .

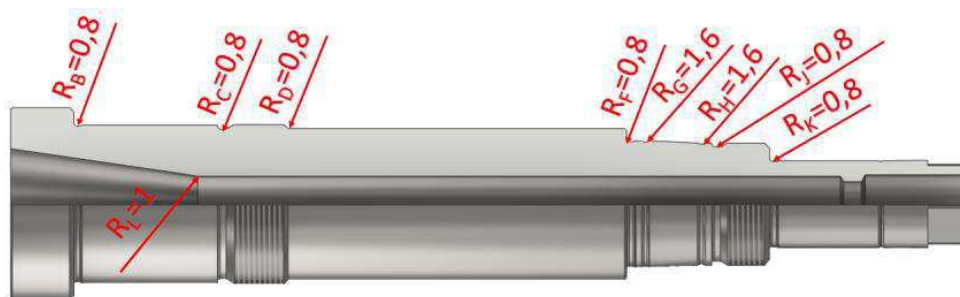
Redukovaná amplituda napětí σ_{aRED} je podle podmínky HMMH dána vztahem:

$$\sigma_{aRED} = \sqrt{\sigma_a^2 + 3\tau_a^2} \quad (4.68)$$

Redukovaná střední hodnota napětí σ_{mRED} je podle podmínky HMMH dána vztahem:

$$\sigma_{mRED} = \sqrt{\sigma_m^2 + 3\tau_m^2} \quad (4.69)$$

Podle předešlých rovnic je pro každé nebezpečné místo zjištěna redukovaná amplituda napětí σ_{aRED} a redukovaná střední hodnota napětí σ_{mRED} . Tyto hodnoty spolu s výsledky dalších předešlých rovnic jsou uvedeny v tabulce v příloze 5. Na následujícím obrázku obr. 34 jsou zobrazena nebezpečná místa včetně poloměrů zaoblení.



Obr. 34) Nebezpečná místa z hlediska MSÚ

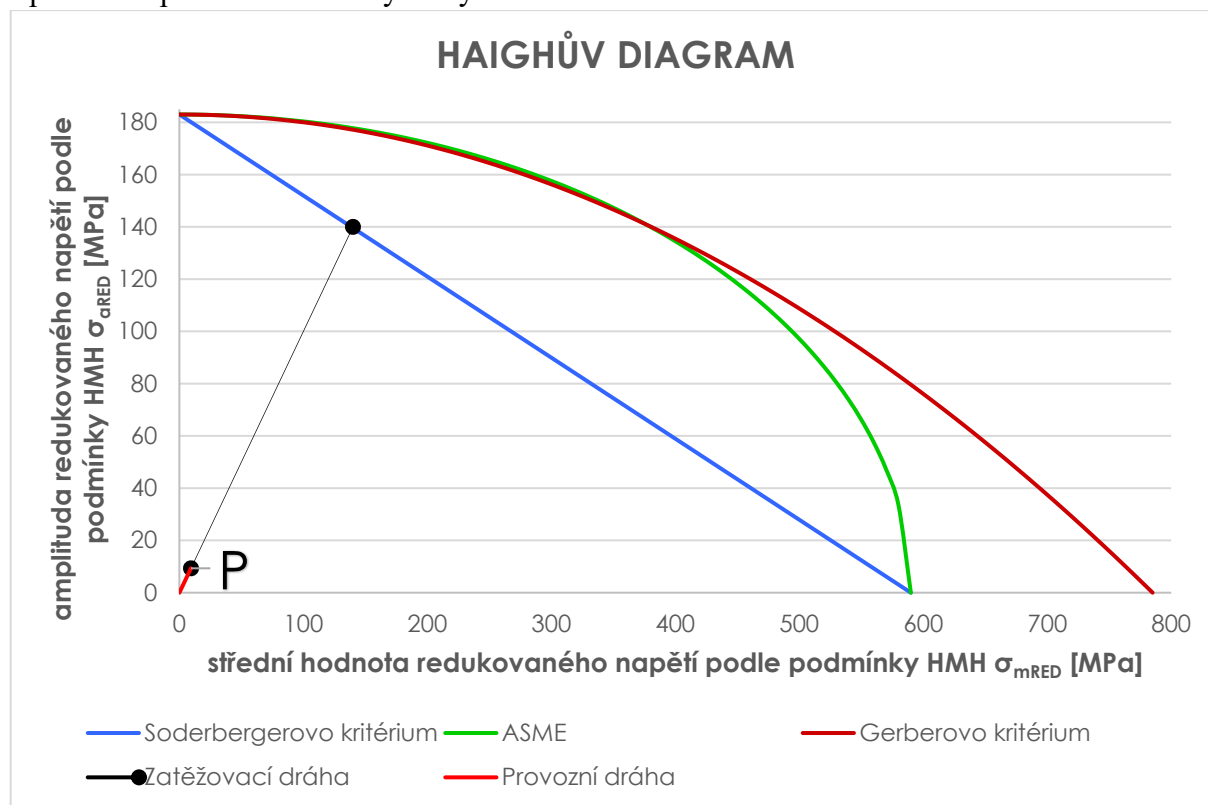
Nejnebezpečnějším místem je místo B, kde:

$$\sigma_{mRED} = \sigma_{aRED} = 8,8 \text{ MPa}$$

Bezpečnost je určena pomocí Haighova diagramu podle Soderbergova kritéria, viz obr. 35

$$K_{uB} = \frac{\overline{0M}}{\overline{0P}} = \frac{\sqrt{140^2 + 140^2}}{\sqrt{8,8^2 + 8,8^2}} = 16 \quad (4.70)$$

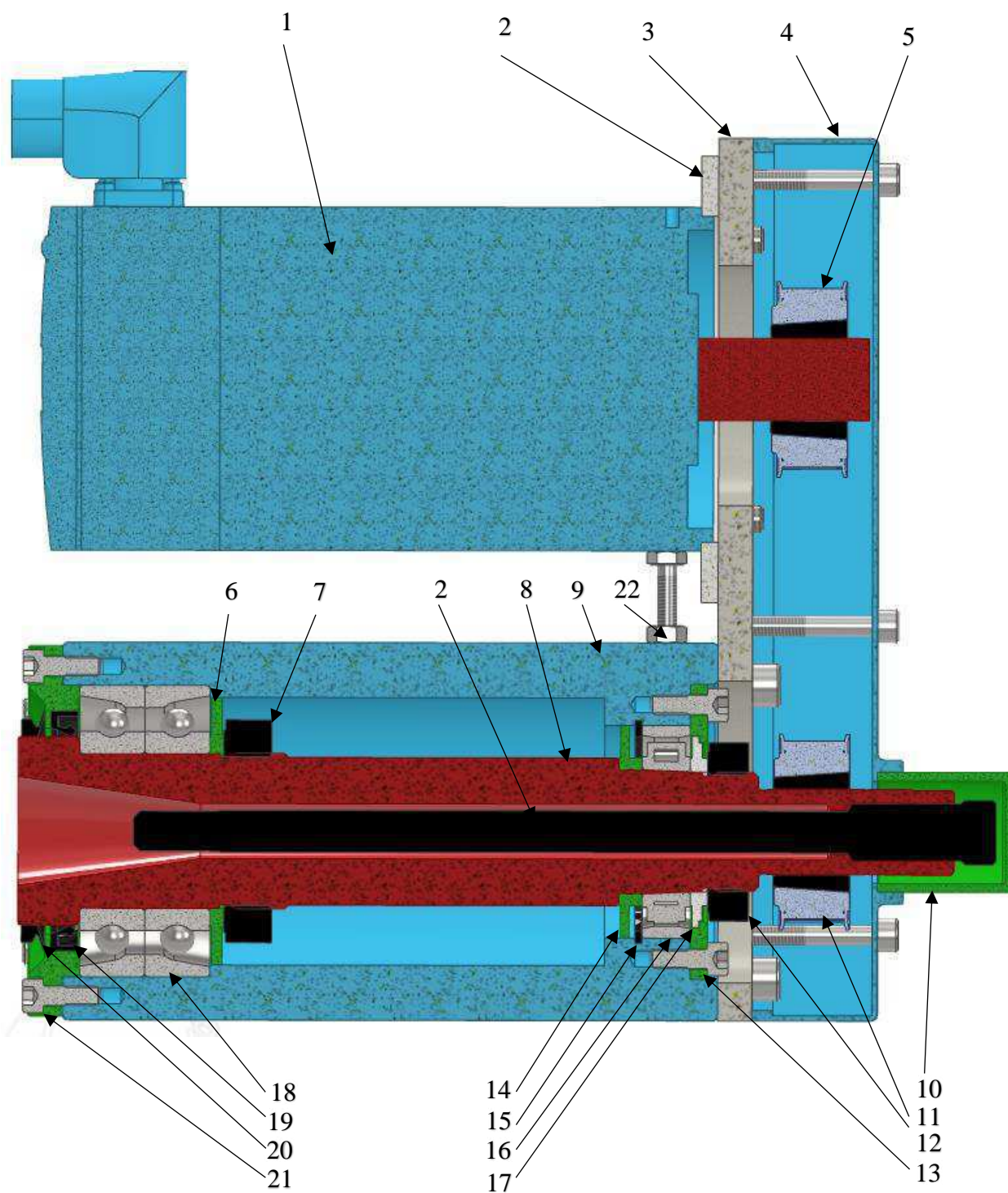
Soderbergovo kritérium je oproti kritériím jako jsou např. ASME nebo Gerberovo viz obr. 34 položeno nížko, dává však jistotu, že nedojde ke vzniku jakýchkoli plastických deformací [6]. I přesto bezpečnost k MSÚ vyšla vysoká.



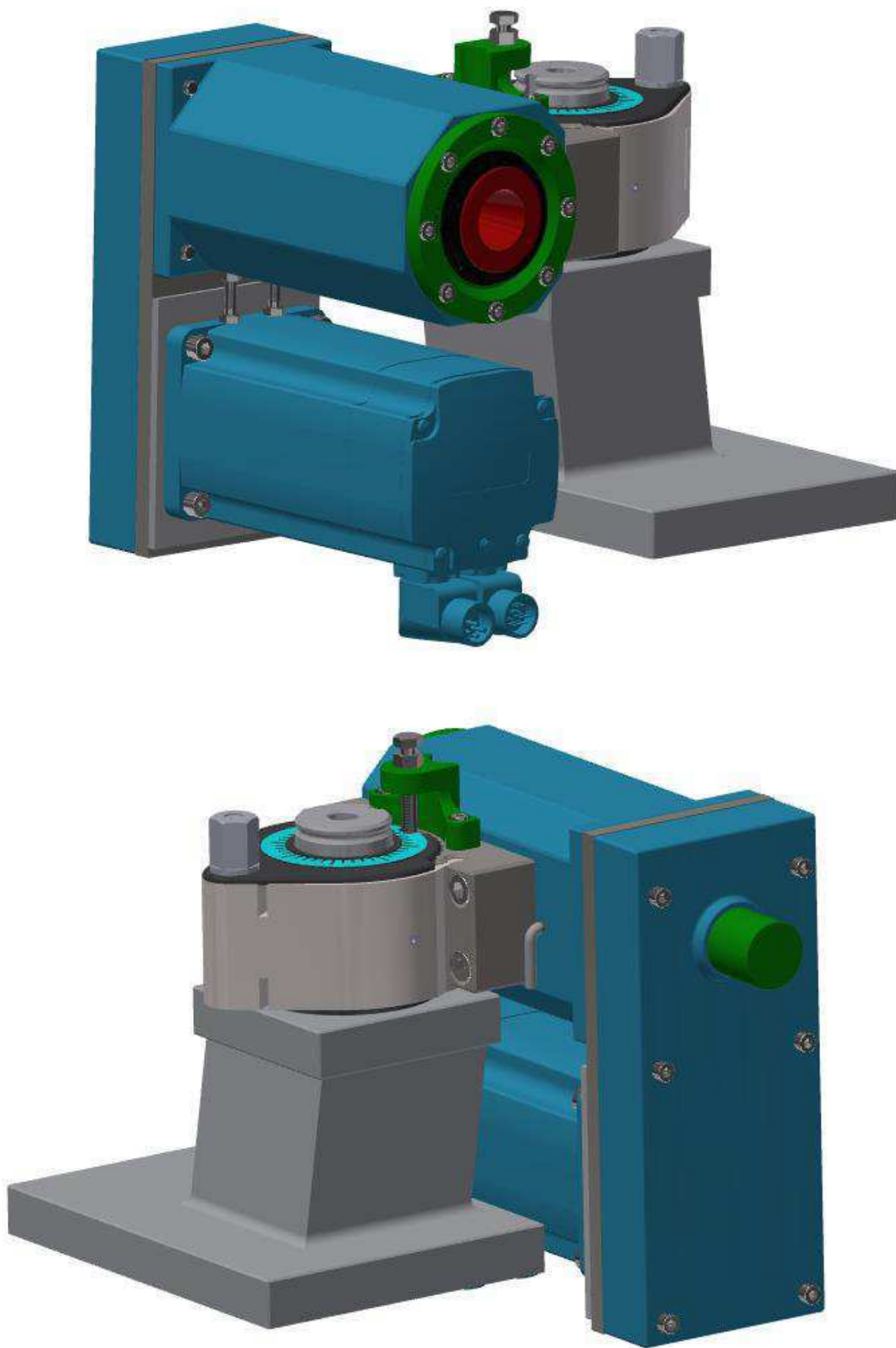
Obr. 35) Haighův diagram

5 KONSTRUKČNÍ NÁVRH VYBRANÉ VARIANTY

Na základě výpočtů v kapitole 5 a vstupních požadavků byla navržena celková koncepce, která je vidět na následujících obrázcích.

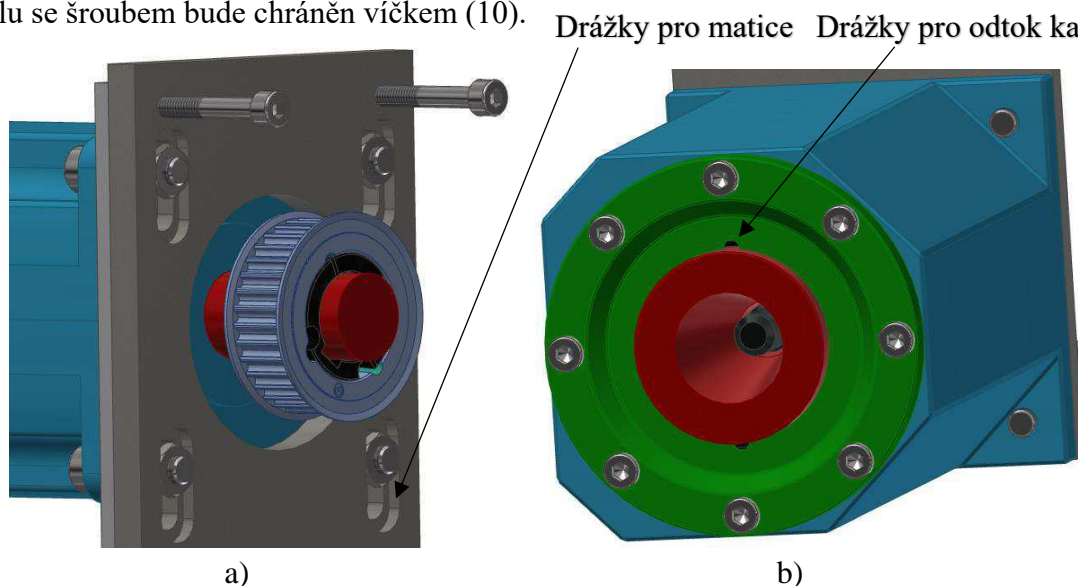


Obr. 36) Řez sestavou



Obr. 37) 3D model součásti

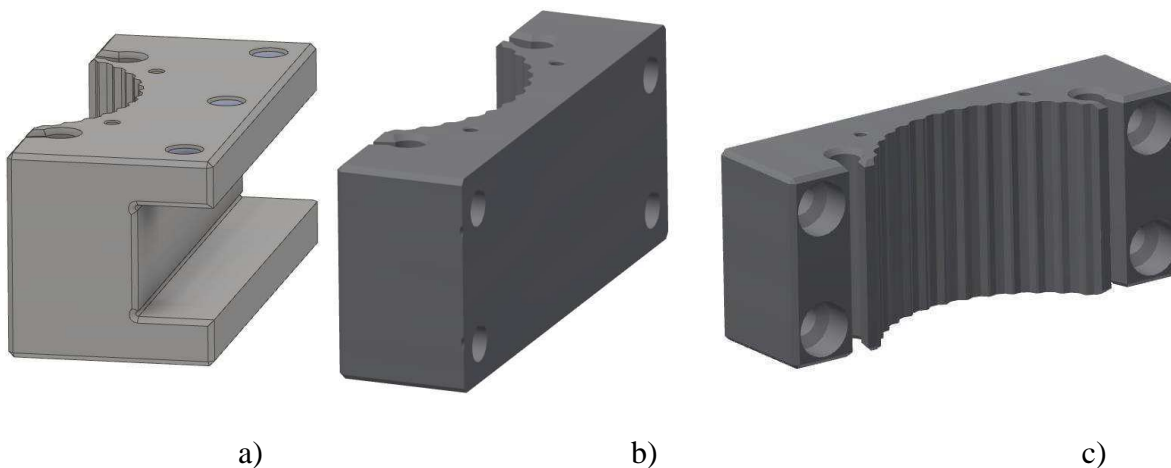
K pohonu vřetene (8) slouží synchronní motor Heidenhain QSY 116 C (1), který přenáší výkon pomocí řemenu CONTI HTD 560 -8M-8-SYNCHROFORCE CXA přes ozubenou řemenici HTD-8M (5) na řemenici vřetene (11). Řemenice je na hřídeli motoru zajištěna pomocí pouzdra Taper Lock 1610 s vnitřním průměrem 24 mm. Řemenice na vřetenu (8) je stejná, liší se jen vnitřním průměrem pouzdra, má průměr 25 mm. Podle výrobce toto spojení dokáže přenést kroutící moment až (135 Nm [25]). Motor (1) je přišroubován čtyřmi šrouby M8 k desce (3) ve které jsou z druhé strany drážky pro matice viz obr. 38, může se tedy při napínání posouvat. Napínání je pomocí dvou šroubů M6 (22) zajištěných maticí. Mezi motorem (1) a deskou (3) je destička (2) zakrývající zmíněné drážky. Deska (3) je ke skříni vřetene (9) přišroubována čtyřmi šrouby M8. Vřeteno (8) je uloženo ve skříni staticky určitě. V jeho zadní části je jednořadé válečkové ložisko N1007-K-M1-SP (16) narážené na kužel. Předepnutí se docílí při montáži pomocí distančního kroužku (14), který bude broušen. Z druhé strany je vnitřní kroužek ložiska podepřen podložkou (17) a zajištěn přesnou KM maticí (12). Venkovní kroužek ložiska je z vnitřní strany zajištěn pojistným kroužkem do díry (15) a z venkovní pomocí příruby (13). Zmíněná příruba (13) je zajištěna šesti šrouby M6. Distanční kroužek (14) i podložka (17) mají mezi skříní vřetene (9), respektive přírubou (13) mezeru v radiálním směru jen 0,3mm, mezeru v axiálním směru mezi podložkou (17) a přírubou (13) je 0,5mm. Přední uložení je zajištěno dvěma ložisky B7209-C-T_P4S-UL (18) sdružených do „O“ a při výrobě seřazena k vytvoření předpětí bez použití vymezovacích kroužků. Na vřetenu (8) jsou podepřena podložkou (6) a zajištěna přesnou KM maticí (7). Podložka (6) má mezeru mezi skříní vřetene v radiálním směru 0,3mm. Malé mezery zajišťují nízký únik mazacího tuku z ložisek. Venkovní kroužky ložiskové sady (18) jsou zajištěny přední přírubou (21) přišroubovanou osmy šrouby M6 ke skříni vřetene (9). K utěsnění předního konce vřeten (8) slouží těsnící V-kroužek (20), mezeru 0,1 mm mezi vřetenem (8) a přírubou (21) a hřídelové těsnění 55-70-8 PTFE (19). Těsnící V-kroužek (20) slouží hlavně k rozstříknutí nečistot a chladicí kapaliny. Chladicí kapalina, která projde až k hřídelovému těsnění (19) bude odtékat drážkou v přední přírubě (21) obr. 38. Drážky jsou dvě, protože při změně směru frézování se celé vřeteno otočí o 180°. Zadní část u řemenic je chráněna krytem (4). Nástrojový držák ISO/SK 30 bude upínán ručně šroubem (22) protaženým dutinou skrz vřeteno od zadní části. V zadní části je šroub (2) vystředěn kuželovou dosedací plochou a na svém konci má 17- ti mm šestihran. K utažení bude sloužit 22 mm šestihran na vřetenu (8). Vyčnívající konec vřetene spolu se šroubem bude chráněn víčkem (10).



Obr. 38) a) matice posouvající se v drážkách, b) drážky pro odtok kapaliny

5.1 Připevnění vřetenového kompaktu k Multifixu.

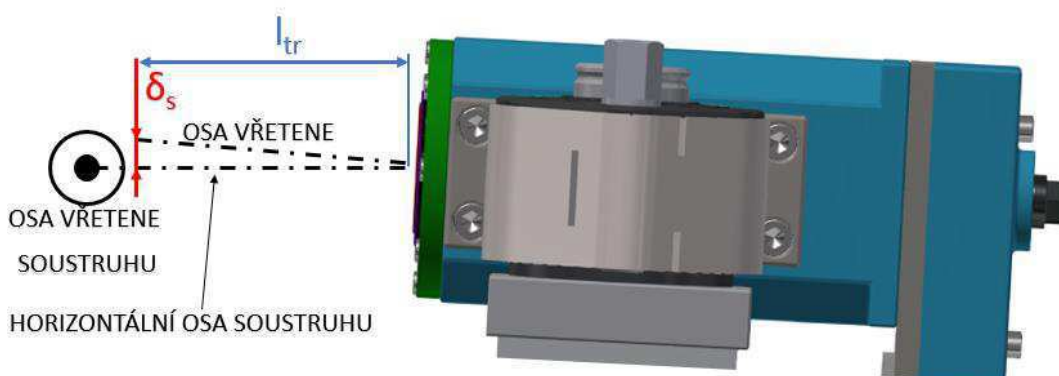
Celý frézovací kompakť bude připevněn pomocí čtyř šroubů M10 k upravenému nožovému držáku pro multifix viz obr. 39. Výstupky pro upevnění nožového nástroje budou odfrézovány. Následně budou vyvrtány čtyři díry se zahluobením pro šroub M10 s vnitřním šestihranem.



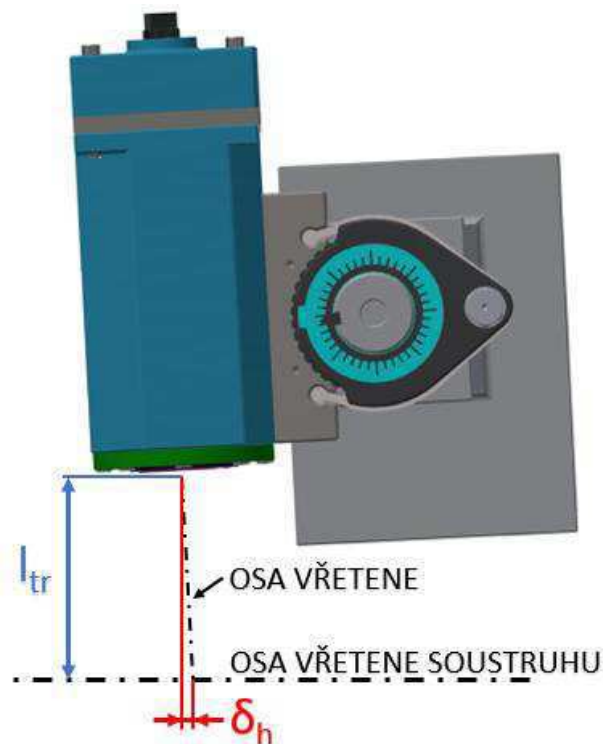
Obr. 39) a) neupravený nožový držák, b), c) nožový držák po úpravě

5.1.1 Vyrovnání souososti

Přesné vyrovnání souososti bude provedeno až při montáži na stroji viz následující obrázky obr.40 a obr. 41. Do vřetene bude upnut kontrolní měřicí trn a pomocí hodinového úchylkoměru se budou zjišťovat úchyly δ_s a δ_h . Maximální úchyly volím v rozmezí 0 až -0,02 mm z důvodu odpružení nástroje. Vyrovnání rovnoběžnosti osy vřetene a horizontální osy soustruhu, tedy minimalizování úchyly δ_s bude docíleno jen natočením tělesa vřetene vůči upravenému nástrojovému držáku. Multifix je pro osové nástroje vyrovnán a nelze s ním pootáčet, proto při srovnání rovnoběžnosti osy kolmé na vřeteno soustruhu a osy vřetene, bude potřebné frézovanou plochu na držáku zbrousit zešíkma. Hodnota, o kterou se bude na jedné straně podkládat držák při rovinném broušení je dána jako součin naměřené hodnoty δ_h a délky držáku, poděleno celkovou délkou trnu l_{tr} .



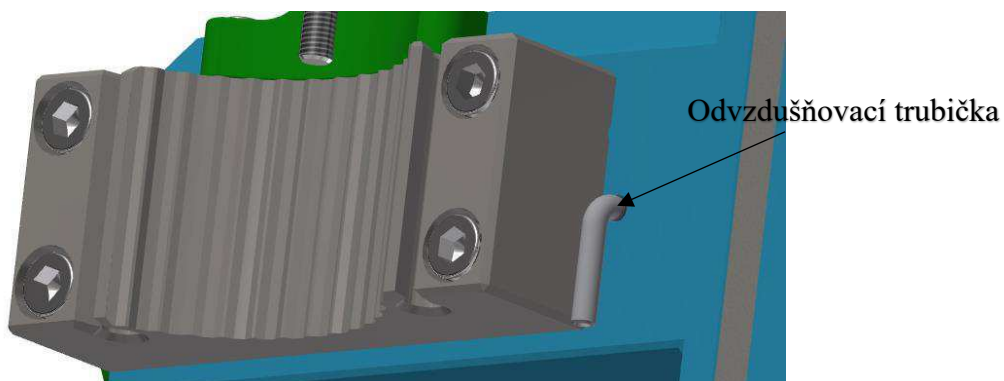
Obr. 40) Vyrovnání horizontální osy



Obr. 41) Vyrovnání kolmosti k ose soustruhu

5.1.2 Odvzdušnění vřetene

Při provozu dochází k ohřátí vzduchu uvnitř vřetene, který by vytlačoval mazivo ze zadního ložiska ven, proto je vnitřní prostor odvzdušněn viz obr. 42



Obr. 42) Odvzdušnění vnitřního prostoru

6 ZHODNOCENÍ A DISKUZE

Návrh přídatného frézovacího vřetene primárně určeného k frézování drážek pro pero o maximální průměru frézy 20 mm byl rozdělen do několika fází. V první fázi bylo upřesněno že návrh bude prováděn na monolitní čelní válcovou frézu se dvěma břity. Následně vzhledem ke skutečnosti, že je k dispozici servomotor Heidenhain QSY 116 C, je stanoven maximální provozní kroutící moment, na který byly voleny maximální parametry obrábění.

Po volbě elektromotoru byl pro svou jednoduchost a cenovou dostupnost zvolen způsob pohonu ozubeným řemenem. Výpočet byl proveden pomocí softwaru od firmy Continental. S ohledem na nízkou napínací sílu řemene, aby zatížení ložiska u řemenice bylo co možná nejmenší byly zvoleny řemenice s 34-mi zuby a ozubený řemen CONTI HTD 560–8M–8–SYNCHROFORCE CXA, předepnutý silou 345 N. Pro synchronizovanost je potřebné tuto sílu dodržet, aby nedošlo k přeskočení řemene v drážkách. Do budoucna je uvažována možnost výroby závitů.

Dále jsou popsány základní řezné podmínky pro frézování a z nich vybrána řezná rychlost pro hrubování a dokončování. Z hrubovací řezné rychlosti byly zjištěny hrubovací otáčky nástroje. Následně byly zvoleny parametry jako jsou maximální hloubka řezu a_p a posuv na zub f_z , ze kterých byla vypočtena průměrná tloušťka třísky, měrná řezná síla, velikost posuvu, výkon vřetene a z něj potřebný výkon elektromotoru. Dále byla vyjádřena řezná síla a z ní potřebný kroutící moment, který vyšel nižší než kroutící moment servomotoru.

V další fázi byla provedena volba upínání. Jako nejvhodnější byl zvolen systém upínání do kužele 7:24 SK/ISO s velikostí upínacího kužele 30 dosedající jen kuželovou plochou a zajištěn ručně pomocí šroubu skrz vřeteno. Bylo uvažováno že na čele vřetena nebudou unášecí kameny. Byl tedy proveden výpočet pro maximální kroutící moment přenesený jen kuželovou plochou a pro něj zvolena síla vtahující kužel do dutiny, aby kroutící moment byl větší než maximální moment elektromotoru. Šroub na zadním konci vřetena bude vystředěn pomocí kuželové dosedací plochy, aby nedocházelo k nevyvážení. Následně byl vypočten potřebný utahovací moment, který vyvolá nezbytnou osovou sílu. Na tuto plochu byla provedena kontrola na otlacení, aby vzniklý tlak byl menší než dovolený.

Dále přišel na řadu návrh vřetena a ložisek. Pro přední uložení byla předběžně zvolena kuličková ložiska s kosoúhlým stykem uspořádána buď do „O“ nebo do „O a tandemu“ a na zadní konec jednořadé válečkové ložisko s kuželovou dírou. Pro určení průměru vřetene pod přední sadu ložisek se přední konec vetknul a zatížil se řeznou silou na rameni odpovídající délce vyložení nástroje a s ohledem na deformaci v místě působení síly a řadu vnitřních průměrů ložisek byl zvolen průměr 45 mm. Od této hodnoty se předběžně zvolily ostatní průměry vřetene. Následně se tedy vřeteno nahradilo nosníkem na dvou pružných podporách s převýšenými konci zatížen řeznou silou a napínací silou řemene. Pro výpočet byla použita diferenciální rovnice průhybové čáry a byl zjištěn vztah pro deformaci v místě působení zátěžné síly. Z rovnice bylo vidět že celková deformace závisí na mnoha parametrech. Parametry jako přibližné průměry vřetene pro výpočet kvadratických momentů průřezu, zatěžující síla a délka převýšené části už byly předběžně zvoleny v předešlých kapitolách. Zbylé dva jako tuhost uložení a vzdálenost mezi ložisky je zapotřebí ještě zvolit. Podle společnosti SKF se vzdálenost mezi ložisky volí jako $(3-3,5D)$ kde D je vnitřní průměr předního ložiska. Následně byl tedy vytvořen graf vyjadřující závislost deformace na tuhostech předního a zadního uložení. Z grafu bylo patrné že tuhost zadního uložení má jen minimální význam na deformaci. Mnohem větší

význam má tuhost předního uložení. Tato skutečnost platí pro libovolnou vzdálenost mezi ložisky. Z tohoto zjištění byly voleny ložiska, na přední konec kuličková sdružená do „O“ a na zadní konec jednořadé válečkové. Poté se přešlo zpět k volbě optimální vzdálenosti mezi ložisky a byla zjištěna závislost deformace od poddajnosti ložisek, deformace od ohybového momentu a výsledná deformace. Optimální vzdálenost, co se týče deformace byla stanovena jako minimum funkce z rovnice výsledné deformace. Derivací této funkce podle vzdálenosti b mezi ložisky a stanovení že průhyb je nulový vyšla vzdálenost 98,5mm. Z grafu však bylo patrné že od vzdálenosti 150 mm má hlavní podíl na deformaci ohybový moment, a ne poddajnost ložisek. S ohledem na tuto skutečnost, i na to že motor a vřeteno budou umístěny pod sebou byla tato vzdálenost ponechána na hodnotě 150 mm aby motor i vřeteno byly ve finále stejně dlouhé. Následně byla zjištěna tuhost vřetene na jeho předním konci (čele), která vyšla 126 N/ μ m, tato hodnota vyhovuje, protože u obráběcích strojů je doporučena hodnota 120 N/ μ m.

Jako další bylo zapotřebí stanovit trvanlivost ložisek. Byly zjištěny síly v jednotlivých ložiscích a pro přední ložiskovou sadu zjištěno ekvivalentní zatížení. Trvanlivost vyšla v řádech tisíců dnů. Na trvanlivost má však vliv i trvanlivost maziva, která byla popsána v dále. Ta vyšla nižší, 1000 dnů. Ve skutečnosti není předpokládán trvalý provoz, z toho důvodu je trvanlivost vysoká a nebylo zvoleno domazávání.

Jako poslední proběhla kontrola vřetena k MSP a MSÚ. Při kontrole k MSP se zatěžující síla určila z maximálního kroutícího momentu elektromotoru. Maximální ohybový moment a tomu odpovídající ohybové napětí bylo nalezeno v předním uložení. Z kroutícího momentu, který byl po celé délce konstantní bylo vyjádřeno napětí v krutu ve stejném místě. Z těchto dvou napětí se podle podmínky HMM zjistila redukováná hodnota napětí a tou byla podělena mez kluzu materiálu vřetene a zjištěna bezpečnost, která vyšla 22. Kontroly k MSÚ se provedla pro každé nebezpečné místo. Zátěžný charakter byl nahrazen harmonickou funkcí a byla zjištěna amplituda zátěžné síly společně se střední hodnotou zátěžné síly. Následně bylo zapotřebí zjistit korigovanou mez únavy za pomoci Marinovy rovnice. Do ní bylo potřeba zjistit jednotlivé součinitele. Pro každé nebezpečné místo byly určeny součinitelé vrubu pro ohyb a krut z vrubové citlivosti ocelí zatěžovaných ohybem a krutem a ze součinitelů tvaru pro ohyb a krut. Díky součinitelům vrubu se pro každé nebezpečné místo stanovila hodnota amplitudy a střední hodnoty ohybového napětí a amplituda a střední hodnota smykového napětí. Dále z těchto hodnot se stanovila podle podmínky HMM redukováná amplituda napětí a redukováná střední hodnota napětí. Nejnebezpečnějším místem vyšlo místo osazení na předním konci vřetena. Podle Haighova diagramu pomocí Soderbergova kritéria byla zjištěna bezpečnost. Bezpečnost vyšla vysoká, 16.

Téměř všechny předběžně zvolené hodnoty zůstaly beze změny.

Na základě těchto zjištění byl proveden návrh vybrané koncepce vřetena. Připojení celého celku bude pomocí upínacího systému Multifix. Na skříň vřetene bude přišroubován upravený nožový držák pro Multifix, který se bude upevňovat na Multifix umístěný na zadním konci suportu soustruhu.

7 ZÁVĚR

Cílem této bakalářské práce byl konstrukční návrh přídatného frézovacího vřetena k CNC soustruhu MASTURN MT54. Na začátku byla zpracována důkladná analýza problematiky frézovacích vřeten. Další část se zabývala popisem jednotlivých návrhů variant řešení, na jejímž základě byla zvolena nejvhodnější varianta. Poslední část se zabývala dimenzováním hlavních částí vřetene, na kterou navazuje konstrukční návrh ve formě 3D modelu. Součástí bakalářské práce je i výkresová dokumentace.

Druhá kapitola se zabývá důkladnou analýzou problematiky frézování a s ní spojené periferie jako jsou nástrojové stavebnicové soustavy, popis nejpoužívanější nástrojových držáků včetně jejich upínání a následné porovnání. Dále jsou popsány poháněné nástrojové držáky pro soustružnická centra, na které navazuje popis frézování na těžkých soustruzích, kde se pro frézování využívají přídatná vřetena, která se upínají např. do systému Multifix. Tímto způsobem je později inspirována celá konstrukce. Analýza pokračuje popisem vřeten frézovacích strojů, hlavním účelem a konstrukčními požadavky na vřeteno. Následně jsou popsány způsoby pohonu vřetene, jejich výhody a nevýhody a oblast použití. Další popis je věnován způsobu uložení vřeten společně s požadavky na uložení. Podrobně jsou popsána valivá ložiska používaná ve vřetenové technice, na které navazuje popis kluzných a elektromagnetických ložisek. Přesnost chodu vřetene má vliv na přesnost otáčení obrobku, případně frézovacího nástroje, proto je zde uvedena a vychází z ní doporučení, jak namontovat ložiska, aby docházelo k co nejmenšímu házení. Následně jsou popsány základní požadavky na mazání a okolnosti nutné pro jejich splnění. Na ně navazuje popis jednotlivých druhů maziv používaných ve vřetenové technice. Poslední podkapitola je věnována hřídelovým těsnění, jejich rozdělení, popisu výhod, nevýhody a použití.

Třetí kapitola se zabývá návrhem jednotlivých variant řešení společně s popisem CNC soustruhu MASTURN MT54. Z jednotlivých návrhů byla na základě bodového ohodnocení zahrnující předem zvolené požadavky vybrána jedna varianta.

Čtvrtá kapitola popisuje výpočtovou dokumentaci. Na začátku byla upřesněna délka čelní válcové frézy a její materiál. Následně byl vzhledem ke skutečnosti, že je dostupný servomotor zvolen maximální kroutící moment, pro který bude pokračovat návrh. Na maximální kroutící moment byl navrhnout způsob pohonu pomocí ozubeného řemene, řemenice a svěrné pouzdro Taper-Lock 1610 upevňující řemenici na hřídeli. Pro monolitní frézu byly zvoleny maximální řezné podmínky, na které bude fréza provozována a z nich vyjádřena řezná síla. Dále proběhla volba nejvhodnějšího upínacího systému. Na ni navazoval předběžný návrh vřetena a ložisek. Hlavní návrh byl proveden pomocí diferenciální rovnice průhybové čáry a z ní zjištěna např. závislost tuhosti uložení na deformaci a závislost deformace na vzdálenosti mezi ložisky. Řešení rovnice probíhalo v programu Maple 18. Následně byly zvoleny neoptimálnější parametry s ohledem na bezpečnost a byl proveden výpočet trvanlivosti obou uložení. Pro zvolené parametry vřetena proběhla kontrola k MSP a MSÚ. Obě bezpečnosti vyšly vysoké.

Pátá kapitola popisuje kompletní konstrukční návrh, způsob připevnění celého kompaktu ke stroji, způsob vyrovnání souososti a od vzdušnění vřetenové skříně.

8 SEZAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] *Rozhraní-držák-obrabecí stroj* [online]. b.r. [cit. 2017-03-11]. Dostupné z: <http://www.tsupport.cz/kat/rozhrani-drzak-obrabeci-stroj-4>
- [2] *MK4X* [online]. b.r. [cit. 2017-03-11]. Dostupné z: http://www.kennametal.com/en/about-us/news/new-km4x_-spindle-connection--from-kennametal-delivers-maximum-s.html
- [3] MAREK, Jiří. *Konstrukce CNC obráběcích strojů III*. 2014, 684 s. ISBN 978-80-260-6780-1.
- [4] BRENÍK, P. a J. PÍČ. *Obráběcí stroje konstrukce a výpočty*. Praha: Nakladatelství technické literatury, 1982.
- [5] *Řemenové převody* [online]. b.r. [cit. 2017-03-11]. Dostupné z: <http://m.mmspektrum.com/clanek/specifika-remenovych-prevodu-u-obrabecich-stroju>
- [6] SHIGLEY, Joseph a Richard BUDYNAS. *Konstruování strojních součástí*. Brno: VUTUM, b.r. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [7] *Spojky s polyuretanovou hvězdou* [online]. b.r. [cit. 2017-03-12]. Dostupné z: <http://www.uzimex.cz/Sortiment/Spojky/StS-Coupling/Spojky-s-polyuretanovou-hvezdou.html>
- [8] *New high rotation speed electrospindle for machining both Aluminium and Composite Alloys* [online]. b.r. [cit. 2017-03-12]. Dostupné z: <http://trends.directindustry.com/hsd/project-19576-113528.html>
- [9] *Pohony CNC obráběcích strojů* [online]. b.r. [cit. 2017-03-12]. Dostupné z: <http://www.engineering.sk/clanky2/stroje-a-technologie/1646-pohony-cnc-obrabacich-strojov>
- [10] BORSKÝ, Václav. *Obráběcí stroje*. Vysoké učení technické v Brně: Nakladatelství Vysokého učení technického v Brně, 1992. ISBN 80-214-0470-1.
- [11] *Provedení a varianty ložisek s kosoúhlým stykem* [online]. b.r. [cit. 2017-03-17]. Dostupné z: <http://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/super-precision-bearings/angular-contact-ball-bearings/designs-and-variants/index.html>
- [12] *Jednotlivá ložiska a ložiskové sady* [online]. b.r. [cit. 2017-03-17]. Dostupné z: <http://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/super-precision-bearings/angular-contact-ball-bearings/bearing-arrangement-design/single-bearings-and-bearing-sets/index.html>
- [13] *Uspořádání ložisek* [online]. b.r. [cit. 2017-03-17]. Dostupné z: <http://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/super-precision-bearings/angular-contact-ball-bearings/bearing-arrangement-design/bearing-arrangements/index.html>
- [14] *Mazání ložisek* [online]. b.r. [cit. 2017-04-11]. Dostupné z: <http://www.zkl.cz/cs/pro-konstruktery/9-mazani-lozisek>

- [15] *Katalog FAG* [online]. b.r. [cit. 2017-04-01]. Dostupné z: http://www.schaeffler.com/remotemedien/media/_shared_media/08_media_library/01_publications/schaeffler_2/brochure/downloads_1/ac_41130_7_de_cz.pdf
- [16] *Způsoby mazání olejem [SKF]* [online]. b.r. [cit. 2017-04-11]. Dostupné z: <http://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/roller-bearings/principles/lubrication/oil-lubrication/oil-lub-methods/index.html>
- [17] *Vnější těsnění [SKF]* [online]. b.r. [cit. 2017-04-11]. Dostupné z: <http://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/ball-bearings/principles/application-of-bearings/sealing-arrangements/external-seals/index.html>
- [18] *Technická data MASTURN MT54*. b.r. Dostupné také z: <http://www.svssro.cz/wp-content/uploads/2015/04/Masturn-54-CNC-Technick%C3%A1-data.pdf>
- [19] *Řezné podmínky při obrábění* [online]. 2001 [cit. 2017-03-28]. Dostupné z: http://www.kom.tul.cz/soubory/tob_rp.pdf
- [20] *Řezné podmínky nástrojů* [online]. b.r., 2011 [cit. 2017-03-28]. Dostupné z: <http://www.tumlikovo.cz/rubriky/rezne-podminky-nastroju/>
- [21] *Měrná řezná síla* [online]. b.r. [cit. 2017-03-28]. Dostupné z: http://www.sandvik.coromant.com/cs-cz/knowledge/materials/workpiece_materials/the_specific_cutting_force/pages/default.aspx
- [22] BORSKÝ, Václav. *Základy stavby obráběcích strojů*. Brno: VUT Brno, b.r. ISBN 80-214-0361-6.
- [23] *Tuhost systému* [online]. b.r. [cit. 2017-03-31]. Dostupné z: <http://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/super-precision-bearings/principles/design-considerations/system-rigidity/index.html>
- [24] LEINVEBER, Jan, Jaroslav ŘASA a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky - Třetí doplněné vydání* [online]. b.r. [cit. 2017-04-01]. ISBN 80-7183-166-6. Dostupné z: <http://home.zcu.cz/~baranov/Strojari/strojnicke-tabulky.pdf>
- [25] *Utahovací pouzdra Taper Lock* [online]. b.r. [cit. 2017-04-12]. Dostupné z: http://www.haberkorn.cz/data/files/file/pohonne-systemy/prislusenstvi-pohonu/08_Spojneni-hridel-naboj-taper-lock.pdf
- [26] *Označení ložisek* [online]. b.r. [cit. 2017-03-17]. Dostupné z: <http://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/roller-bearings/tapered-roller-bearings/single-row-tapered-roller-bearings/bearing-designations/index.html>

8 SEZNAM ZKRATEK, SYMBOLŮ, OBRÁZKŮ A TABULEK

8.1 Seznam tabulek

Tab.1)	Srovnávací tabulka.....	1
Tab.2)	Doporučené posuvy na zub F_z [mm/z] pro fréza z SK.....	2
Tab.3)	Doporučené řezné rychlosti pro frézy z SK.....	3
Tab.4)	Závislost průměru nástroje na otáčkách.....	4
Tab.5)	Vstupní zvolené, vypočtené hodnoty.....	5
Tab.6)	Tabulka parametrů ložisek.....	6
Tab.7)	Tabulka trvanlivosti mazacího tuku pro přední a zadní ložiska.....	7

8.2 Seznam obrázků

[1]	Obr. 1) Schéma upínání pro kužel SK/ISO	18
	Dostupný z: http://www.ame.com/docs/spindle-interface/OTT_Product_Catalog.pdf	
[2]	Obr. 2 a) Upínací držák HSK	18
	Dostupný z: http://resource.mei.net.cn/news/201511/20151110104428122.jpg	
	Obr. 2 b) Upínací držák Capto	18
[3]	Dostupný z: http://kirchhof-gmbh.de/files/images/shop/galerie/13_Shop_Galerie_B6.jpg	
[4]	Obr. 3) Schéma upínání pro HSK a Capto	19
	Dostupný z: http://www.ame.com/docs/spindle-interface/OTT_Product_Catalog.pdf	
	Obr. 4) Držák KM4X	19
[5]	Dostupný z: http://www.kennametal.com/content/dam/kennametal/kennametal/common/Industry%20Solutions/MTI/KM4X_cutaway.jpg	
	Obr. 5) Porovnání upínacích držáků	19
[6]	Dostupný z: https://www.kennametal.com/content/dam/kennametal/kennametal/common/Resources/Catalogs/Literature/Metalworking/Tooling%20Systems%20Master/A-1202809_KMT_ToolingSystems2013_sectionM_Technical.pdf	
	Obr. 6) Stavebnicová soustava Sandvik	20
[7]	Dostupný z: http://www.sandvik.coromant.com/en-us/knowledge/tooling-systems/machine-type/machining-centers/large/modularity-with-coromant-capto/pages/default.aspx	
	Obr. 7 a) Držák s válcovou stopkou dle DIN 69880	20
[8]	Dostupný z: http://www.ciessettrade.cz/produkty/diplomatic/rotacni-drzaky-pro-systemy-pohonu-nastroju-cnc-soustruhu/	
	Obr. 7 b) Nástrojová hlava Sauter	20
[9]	Dostupný z: http://www.fism.cz/nabizime/produkty/item/86-poh%C3%A1n%C4%9Bn%C3%A9n%C3%A1stroje-a-revolverove-hlavy.html	

- Obr. 7 c) Držák upínaný pomocí čtyř šroubů** 20
- [10] Dostupný z: <http://www.ciessetrade.cz/produkty/duplomatic/rotacni-drzaky-pro-systemy-pohonu-nastroju-cnc-soustruhu/>
- Obr. 8 a) Nástrojová hlava Sauter s přídatnou osou „Y“ a frézovacím vřetenem** 21
- [11] Dostupný z: http://www.sauter-feinmechanik.com/en/downloads/PI-53_e_view.pdf
- Obr. 8 b) Systém upínání Multifix** 21
- [12] Dostupný z: http://www.bernardo.at/shop/media/catalog/product/cache/2/image/9df78eab33525d08d6e5fb8d27136e95/0/3/03-1289XL_5.jpg_1.jpg
- Obr. 9 a) Úhlová frézovací hlava** 22
- [13] Dostupný z: <http://www.madaula.com/imgs/products/cat/big-angle-heads.jpg>
- Obr. 9 b) Pohon vřetene ozubeným řemenem** 22
- [14] Dostupný z: http://www.teximp.ch/view/flippingbook/Mill_Programm/files/assets/basic-html/page12_images/0003.jpg
- Obr. 10 a) Spojka s polyuretanovou hvězdou** 23
- [15] Dostupný z: <http://www.uzimex.cz/Sortiment/Spojky/StS-Coupling/Spojky-s-polyuretanovou-hvezdou.html>
- Obr. 10 b) Celková soustava motor, spojka, vřeteno** 23
- [16] Dostupný z: <http://www.yipc.com.tw/upfile/product/02492ace970381947dd03819de587daf747f1bb9.jpg>
- Obr. 11) Schéma elektrovřetene** 23
- [17] Dostupný z: <http://www.small-electricmotor.com/sale-8161529-brushless-motor-cnc-spindle-electrospindle-high-pretection-permanent-magnet.html>
- Obr. 12) Válečková ložiska typy N a NN** 24
- [18] Dostupný z: http://www.skf.com/binary/151-253467/full/NN30_KTN3+N10KPHAVG271.jpg
- Obr. 13 a) Rozměrové ložiskové řady** 25
- [19] Dostupný z: <http://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/super-precision-bearings/angular-contact-ball-bearings/designs-and-variants/index.html>
- Obr. 13 b) Některé stykové úhly** 25
- [20] Dostupný z: <http://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/super-precision-bearings/angular-contact-ball-bearings/designs-and-variants/index.html>
- Obr. 14) Uspořádání ložiskových sestav** 26
- [21] Dostupný z: <http://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/super-precision-bearings/angular-contact-ball-bearings/bearing-arrangement-design/bearing-arrangements/index.html>
- Obr. 15) Radiální házení předního konce způsobené házením od ložisek** 27
- [22] Dostupný z literatury [4]
- Obr. 16) Schéma systémů mazání oleje** 28
- [23] Dostupný z: <http://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/roller-bearings/principles/lubrication/oil-lubrication/oil-lub-methods/index.html>
- Obr. 17) Bezkontaktní těsnění** 29
- [24] Dostupný z: <http://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/ball-bearings/principles/application-of-bearings/sealing-arrangements/external-seals/index.html>

	Obr. 18) Kontaktní těsnění	29
[25]	Dostupný z: http://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/ball-bearings/principles/application-of-bearings/sealing-arrangements/external-seals/index.html	
	Obr. 19) Dovolené obvodové rychlosti těsnících kroužků pro různé materiály	30
[26]	Dostupný z: http://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/roller-bearings/principles/lubrication/oil-lubrication/oil-lub-methods/index.html	
	Obr. 20) Trvanlivost mazacího tuku	30
[27]	Dostupný z: http://www.schaeffler.com/remotemedien/media/_shared_media/08_media_library/01_publications/schaeffler_2/brochure/downloads_1/ac_41130_7_de-cz.pdf	
	Obr. 21) Schéma stroje CNC MASTURN MT 54 a pracovní prostor stroje	31
[28]	Dostupný z: http://www.svsro.cz/wp-content/uploads/2015/04/Masturn-54-CNC-Technick%C3%A1-data.pdf	
	Obr. 22) Momentová charakteristika elektromotoru Heidenhain QSY 116 C	33
[29]	Dostupný z: https://www.cnc.info.pl/files/motors_938.pdf	
	Obr. 23) Kuželová dosedací plocha pro zajišťovací šroub	37
	Obr. 24) a) schéma vetknutí, b) řez předním koncem vřetene	38
	Obr. 25) Graf závislosti deformace konce vřetene na venkovním průměru vřetene	38
	Obr. 26) Deformace vřetene	39
	Obr. 27) Náhradní schéma vřetene	39
	Obr. 28) Závislost deformace v místě působení síly na tuhosti uložení	41
	Obr. 29) Graf závislosti deformace od ohybového momentu, od poddajnosti ložisek a celkové deformace	42
	Obr. 30) Schéma vřetene	43
	Obr. 31) Charakter namáhání vřetene	45
	Obr. 32) Průběh napětí na vřetenu	45
	Obr. 33) Harmonické namáhání	46
	Obr. 34) Nebezpečná místa z hlediska MSÚ	48
	Obr. 35) Haighův diagram	49
	Obr. 36) Řez sestavou	51
	Obr. 37) 3D model součásti	52
	Obr. 38) a) matice posouvající se v drážkách, b) drážky pro odtok kapaliny	53
	Obr. 39) a) Neupravený nožový držák, b), c) Nožový držák po úpravě	54
	Obr. 40) Vyrovnání horizontální osy	54
	Obr. 41) Vyrovnání kolmosti k ose soustruhu	55
	Obr. 42) Odvzdušnění vnitřního prostoru	55

8.3 Stažené 3D modely

Model KM matice RS 45x1,5; Dostupný z: <http://kvt.partcommunity.com/3d-cad-models/rs-high-precision-locknut-type-rs-radial-locking-system-kvt-fastening/?info=kvt%2Fprecisko%2Frs%2Frs.prj>

Model KM matice RS 35x1,5; Dostupný z: <http://kvt.partcommunity.com/3d-cad-models/rs-high-precision-locknut-type-rs-radial-locking-system-kvt-fastening/?info=kvt%2Fprecisko%2Frs%2Frs.prj>

3D model Multifixu s držákem; Dostupný z: <https://grabcad.com/library/lathe-quick-change-tool-post-size-a-1>

Elektromotor; Dostupný z: [https://www.tracepartsonline.net/\(S\(0xwdgl1teriueut2edjeog5\)\)/PartDetails.aspx?PartFamilyID=10-25102011-105846&PartID=10-25102011-105846&SrchrsltType=4&SrchrsltId=4](https://www.tracepartsonline.net/(S(0xwdgl1teriueut2edjeog5))/PartDetails.aspx?PartFamilyID=10-25102011-105846&PartID=10-25102011-105846&SrchrsltType=4&SrchrsltId=4)

3D model řemenice; Dostupný z: [https://www.tracepartsonline.net/\(S\(s0vzx0vyttgaxe1gwh5unig\)\)/content.aspx?ClsID=/F_SIT/SIT.1/SIT.1.1/SIT.1.1.3/&tp=2&st=0&Lang=en&Class=SIT&fwsid=GLOBALV3&ttl=HTD+TopDrive](https://www.tracepartsonline.net/(S(s0vzx0vyttgaxe1gwh5unig))/content.aspx?ClsID=/F_SIT/SIT.1/SIT.1.1/SIT.1.1.3/&tp=2&st=0&Lang=en&Class=SIT&fwsid=GLOBALV3&ttl=HTD+TopDrive)

3D model Taper Lock; Dostupný z: [https://www.tracepartsonline.net/\(S\(s0vzx0vyttgaxe1gwh5unig\)\)/content.aspx?ClsID=/F_SIT/SIT.3/SIT.3.3/&tp=2&st=0&Lang=en&Class=SIT&fwsid=GLOBALV3&ttl=Taper+Locks](https://www.tracepartsonline.net/(S(s0vzx0vyttgaxe1gwh5unig))/content.aspx?ClsID=/F_SIT/SIT.3/SIT.3.3/&tp=2&st=0&Lang=en&Class=SIT&fwsid=GLOBALV3&ttl=Taper+Locks)

8.4 Seznam zkratk a symbolů

Δ_A	[mm]	házení ložiska A
Δ_B	[mm]	házení ložiska B
Δ_1	[mm]	házení předního konce vřetene
Δ_2	[mm]	házení předního konce vřetene
Δ_3	[mm]	házení předního konce vřetene
$\sum F_x$	[N]	suma všech sil v ose x
$\sum M_{OB}$	[Nmm]	součet všech kroučících momentů k bodu B
OM	[mm]	vzdálenost v Haighově diagramu
OP	[mm]	vzdálenost v Haighově diagramu
a	[mm]	délka přední převíslé části
a ₁	[mm]	délka předběžně zvolené převíslé části
a _e	[mm]	šířka řezu
a _p	[mm]	hloubka řezu
a _b , b _p	[-]	koeficienty pro broušený povrch
a _H	[mm]	délka převíslé části při přesnosti chodu vřetene
b	[mm]	vzdálenost mezi ložisky
B _A	[mm]	šířka předního ložiska
B _B	[mm]	šířka zadního ložiska
c	[mm]	délka zadní převíslé části
C _{dynA}	[kN]	dynamická únosnost předního ložiska
C _{dynB}	[kN]	dynamická únosnost zadního ložiska

c_{pA}	[mm/N]	poddajnost předního uložení
c_{pB}	[mm/N]	poddajnost zadního uložení
D	[mm]	průměr vřetene pod přední sadu ložisek
d	[mm]	vnitřní průměr přední převíslé části
D_2	[mm]	venkovní průměr vřetene mezi ložiska
d_2	[mm]	vnitřní průměr vřetene mezi ložisky
D_A	[mm]	venkovní průměr předního ložiska
d_a	[mm]	vnitřní průměr předního ložiska
D_B	[mm]	venkovní průměr zadního ložiska
d_B	[mm]	vnitřní průměr zadního ložiska
D_k	[mm]	velký průměr dosedací plochy kužele u šroubu
d_k	[mm]	malý průměr dosedací plochy kužele u šroubu
d_n	[mm]	průměr nástroje
d_s	[mm]	velký průměr závitu
d_w	[mmm]	střední průměr přední sady ložisek
d_{max}	[mm]	maximální průměr nástroje
E	[Mpa]	Yongův modul pružnosti v tahu
f	[-]	součinitel tření
F	[N]	zatěžující síla, rovná se řezné síle
F_A	[N]	reakční síla v předním uložení
F_a	[N]	amplituda zátěžné síly
F_{axA}	[N]	axiální síla od předeprnutí ložisek
F_B	[N]	reakční síla v zadním uložení
F_c	[N]	řezná síla
F_{cmax}	[N]	maximální zátěžná síla
F_{cmin}	[N]	minimální zátěžná síla
F_m	[N]	střední hodnota zátěžné síly
F_{max}	[N]	maximální zátěžná síla
F_{os}	[N]	síla vtahující kužel do dutiny
f_z	[mm/z]	posuv na zub
F_n	[N]	napínací síla řemenu
h_m	[mm]	průměrná tloušťka třísky
J_x	[mm ⁴]	kvadratický moment průřezu
J_{x1}	[mm ⁴]	kvadratický moment přední převíslé části
J_{x2}	[mm ⁴]	kvadratický moment zadní převíslé části
K	[N/mm]	tuhost uložení
k	[N/mm]	tuhost vřetene na předním konci
k_a	[-]	součinitel jakosti povrchu
K_{axA}	[N/mm]	axiální tuhost přední sady ložisek
k_b	[-]	součinitel velikosti
k_c	[-]	součinitel způsobu zatěžování
k_{c1}	[N/mm ²]	měrná řezná síla pro skupinu materiálů P

k_{c1}	[N]	měrná řezná síla
k_d	[-]	součinitel vlivu teploty
k_e	[-]	součinitel spolehlivosti
k_f	[-]	součinitel pro ložiska s kosoúhlým stykem
k_{ff}	[-]	součinitel zahrnující další vlivy
K_{kA}	[-]	bezpečnost k MPS
K_{radA}	[N/mm]	radiální tuhost přední sady ložisek
K_{radB}	[N/mm]	radiální tuhost zadního ložiska
K_U	[-]	součinitel utahovacího momentu pro mazaný závit
K_{uB}	[-]	bezpečnost k MSŮ podle Soderbergerova kritéria
l	[mm]	vzdálenost mezi ložisky při přesnosti chodu vřetene
L_{10A}	[dnů]	trvanlivost přední sady ložisek
L_{10B}	[dnů]	trvanlivost zadního ložiska
l_{tr}	[mm]	délka měřicího trnu
$M_{(x)}$	[Nmm]	ohybový moment
M_{ka}	[Nmm]	amplituda krouticího momentu
M_{km}	[Nmm]	střední hodnoty krouticího momentu
M_{kmax}	[Nm]	maximálního krouticího momentu přenesený kuželem
M_{kmax}	[Nmm]	maximální krouticí moment
M_{kmax_el}	[Nmm]	maximální krouticí moment elektromotoru
M_{kmin}	[Nmm]	minimální krouticí moment
M_{KP}	[Nmm]	Potřebný krouticí moment
M_{OmaxA}	[Nmm]	maximální ohybový moment
n_D	[min ⁻¹]	dokončovací otáčky
n_{dmax}	[min ⁻¹]	hrubovací otáčky pro maximální průměr nástroje
n_h	[min ⁻¹]	hrubovací otáčky
n_k, d_{wk}	[min ⁻¹]	maximální parametr otáček pro zvolený tuk
n_{max}	[min ⁻¹]	maximální otáčky
n_{maxA}	[min ⁻¹]	maximální otáčky předního ložiska
n_{maxB}	[min ⁻¹]	maximální otáčky zadního ložiska
P	[kW]	řezný výkon vřetene
P_0	[N]	ekvivalentní zatížení
P_{MOT}	[kW]	potřebný výkon elektromotoru
q	[-]	vrubová citlivost ocelí zatěžovaných ohybem
q_τ	[-]	vrubová citlivost ocelí zatěžovaných krutem
R_e	[Mpa]	mez kluzu zvoleného materiálu
R_m	[Mpa]	mez pevnosti zvoleného materiálu
S_D	[mm ²]	průmětná plocha kužele do osy šroubu
v_f	[mm/min]	velikost posuvu
w'	[rad]	natočení
w''	[mm]	průhyb
W_o	[mm ³]	modul průřezu v ohybu

W_k	$[mm^3]$	Modul průřezu v krutu
z	$[-]$	počet zubů frézy
α_k	$[^\circ]$	polovina vrcholového úhlu kužele
α	$[-]$	součinitel tvaru pro ohyb
α_τ	$[-]$	součinitel tvaru pro krut
β	$[-]$	součinitel vrubu pro ohyb
β_τ	$[-]$	součinitel vrubu pro krut
γ	$[^\circ]$	úhel čela zvoleného nástroje
δ_{CELK}	$[mm]$	celková deformace
$\delta_{\text{čelo}}$	$[mm]$	deformace na předním konci vřetene
δ_L	$[mm]$	deformace od poddajnosti ložisek
δ_S	$[mm]$	deformace od poddajnosti skříně
δ_V	$[mm]$	deformace od poddajnosti vřetene
δ_h	$[mm]$	úchylka
δ_s	$[mm]$	úchylka
σ_a	$[Mpa]$	amplituda ohybového napětí
σ_{aRED}	$[Mpa]$	redukovaná amplituda napětí podle podmínky HMM
σ_{Co}	$[Mpa]$	mez únavy zkušební vzorku
σ_{Co}'	$[Mpa]$	korigovaná mez únavy
σ_m	$[Mpa]$	střední hodnota ohybového napětí
σ_{mRED}	$[Mpa]$	redukovaná střední hodnota podle podmínky HMM
σ_O	$[Mpa]$	tlakové napětí v dosedací ploše šroubu
σ_{oA}	$[Mpa]$	maximální ohybové napětí
$\sigma_{RED A}$	$[Mpa]$	redukované napětí podle podmínky HMM
τ_a	$[Mpa]$	amplituda smykového napětí u krutu
τ_{kA}	$[Mpa]$	napětí v krutu
τ_m	$[Mpa]$	střední hodnota smykového napětí u krutu
φ_i	$[^\circ]$	úhel natočení zubu frézy

9 SEZNAM PŘÍLOH

- CD:
- elektronická verze bakalářské práce
 - 3D model součásti
 - výkres sestavy BP-2017- SESTAVA
 - výkres vřetene BP-2017- VRETENO
 - výkres příruby BP- 2017 PRIRUBA
 - kusovník BP- 2017 KUSOVNIK
 - Příloha 1 - technické parametry elektromotoru
 - Příloha 2 - výpočet řemene
 - Příloha 3 – výpočet Maple
 - Příloha 4 – výpočet Maple
 - Příloha 5 - únava
-
- výkres sestavy vřetene BP-2017- SESTAVA
 - výkres vřetene BP-2017- VRETENO
 - výkres příruby BP- 2017 PRIRUBA
 - kusovník BP- 2017 KUSOVNIK